

ВЕСТНИК

Белорусско-Российского университета

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

Периодичность – 4 раза в год

4(49) 2015

СОДЕРЖАНИЕ

МАШИНОСТРОЕНИЕ

АНТИПЕНКО Г. Л., ХАДКЕВИЧ И. Ю. Бортовая система диагностирования гидродинамического трансформатора мобильных машин.....	5
ДОВГАЛЕВ А. М. Комбинированное магнитно-вибродинамическое накатывание поверхности отверстий нежестких деталей машин	14
КИСЕЛЕВ М. Г., ДРОЗДОВ А. В., БОГДАН П. С., ЦИХОВИЧ А. И. Определение эксплуатационных показателей отрезного диска с модифицированной путем электроконтактной обработки рабочей поверхностью	22
ЛУСТЕНКОВ М. Е. Критерии прочности механических передач с составными промежуточными элементами качения	33
ПАШКЕВИЧ В. М., МИРОНОВА М. Н. Влияние конструктивно-технологических факторов на точность расположения осей обрабатываемых отверстий	42
РЫНКЕВИЧ С. А. Автоматизация трансмиссий гидрофицированных мобильных машин	56

РЫНКЕВИЧ С. А., ХАДКЕВИЧ И. Ю. Экспериментальные исследования физических свойств гидропривода мобильной машины	68
ФИТЦОВА Е. С. Редукторный механизм на основе сферической роликовой передачи	79
ШАТУРОВ Д. Г., БАРАНОВА В. В., ШАТУРОВ Г. Ф. Исследование погрешности при токарной обработке валов	88
ШМЕЛЁВ А. В., КОТОВ С. Ю., БЕЛЯЕВ Г. Я. Разработка математической модели взаимодействия элементов качения и кольца шарикового подшипника	94

СТРОИТЕЛЬСТВО. АРХИТЕКТУРА

МЕЛЬНИК И. В., СОРОХТЕЙ В. М., ПРИСТАВСКИЙ Т. В. Экспериментальные исследования деформативности фрагментов монолитного плоского железобетонного перекрытия с пенополистирольными вкладышами	103
СЕМЕНИУК С. Д., КУМАШОВ Р. В. Статический расчет железобетонных плит покрытий серии БЗ.503.1-1 для постоянных и временных автомобильных дорог	113

ЭКОНОМИКА. ЭКОНОМИЧЕСКИЕ НАУКИ

КОМАРОВА С. Л., БОЙЧУК В. В. Маркетинговые подходы к организации работы предприятия жилищно-коммунального хозяйства.....	122
ПУЗАНОВА Т. В., ТУРКОВА М. М. Функциональное бюджетирование как направление планирования хозяйственной деятельности предприятия.....	132

- 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., KHADKEVICH I. Y. On-board system for diagnosing the hydrodynamic torque converter of mobile machines	5
DOVGALEV A. M. Combined magnetic-vibrodynamic Roll forming of the surface of openings in non-rigid machine components	14
KISELEV M. G., DROZDOV A. V., BOGDAN P. S., TSIKHOVICH A. I. Determination of performance criteria of the cutting wheel with the working surface modified by electrical contact discharge machining	22
LUSTENKOV M. Y. Strength criteria of mechanical transmissions with compound intermediate rolling elements	33
PASHKEVICH V. M., MIRONOVA M. N. Influence of design-engineering factors on the accuracy of location of axes of processed openings	42
RYNKEVICH S. A. Automation of transmissions of hyd- rolicated mobile machines	56
RYNKEVICH S. A., KHADKEVICH I. Y. Experimen- tal research of physical properties of mobile machines hydraulic drive	68
FITTSOVA E. S. Reduction mechanism on the basis of spherical roller transmission	79
SHATUROV D. G., BARANOVA V. V., SHATUROV G. F. Study of errors in shaft turning	88
SHMELEV A. V., KOTOV S. Y., BELYAYEV G. Y. Development of the mathematical model of interaction between rolling elements and ball race	94

CIVIL ENGINEERING. ARCHITECTURE

MELNYK I. V., SOROKHTEY V. M., PRYSTAVSKYY T. V. Experimental investigations of deformability of fragments of a monolithic flat reinforced concrete floor with polysty- rene foam inserts	103
---	-----

SEMENIUK S. D., KUMASHOV R. V. Static calculation of reinforced concrete paving slabs of the b3.503.1-1 series for permanent and temporary motor roads	113
---	-----

ECONOMICS. ECONOMIC SCIENCES

KOMAROVA S. L., BOICHUK V. V. Marketing approaches in organizing the work of the public utility sector	122
---	-----

PUZANOVA T. V., TURKOVA M. M. Functional budgetting as a direction for planning business activities of the enterprise	132
--	-----

МАШИНОСТРОЕНИЕ

УДК 621.3

Г. Л. Антипенко, И. Ю. Хадкевич

БОРТОВАЯ СИСТЕМА ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО ТРАНСФОРМАТОРА МОБИЛЬНЫХ МАШИН

UDC 621.3

G. L. Antipenko, I. Y. Khadkevich

ON-BOARD SYSTEM FOR DIAGNOSING THE HYDRODYNAMIC TORQUE CONVERTER OF MOBILE MACHINES

Аннотация

Предложены новый способ и методика диагностирования гидродинамического трансформатора с использованием информации бортовой системы управления по параметрам, необходимым для вычисления КПД. По величине КПД при различных режимах работы гидродинамического трансформатора можно оценить техническое состояние муфт свободного хода реакторных колес по сопоставлению его с должным для данных условий. Но это требует создания специальных тестовых воздействий на двигатель и гидродинамический трансформатор и расчета теоретического КПД для сравнения с фактическим в конкретных условиях работы.

Ключевые слова:

гидродинамический трансформатор, гидромеханическая передача, муфта свободного хода, коэффициент трансформации, диагностирование, тестовое воздействие.

Abstract

A new technique and methods for diagnosing a hydrodynamic torque convertor are offered which use the information of the on-board control system for parameters required for the calculation of efficiency. According to its value under various modes of the operation of the hydrodynamic torque convertor, it is possible to estimate the technical condition of freewheeling clutches of the reactor wheels, compared to the technical condition needed for these modes. But this requires special test effects on the engine and the hydrodynamic torque convertor, and the calculation of the theoretical efficiency to compare it with the actual one in specific operating conditions.

Key words:

hydrodynamic torque convertor, hydromechanical transmission, freewheeling clutch, transformation ratio, diagnosing, test effect.

Введение

Эффективность эксплуатации мобильных машин с гидромеханической трансмиссией (ГМТ) во многом определяется техническим состоянием гидродинамического трансформатора (ГДТ). Он обеспечивает плавное трогание с места

при высоких тяговых нагрузках за счет высокого значения коэффициента трансформации K_{mn} при низких значениях передаточного отношения i_{mn} . КПД ГДТ в этот период достаточно низкий и мощность двигателя расходуется в большей мере на разогрев рабочей жидкости.

На этапе разгона машины низкий КПД ГДТ является его достоинством, поскольку разгон получается плавным, но при тяговом режиме низкий КПД – это большой недостаток гидромеханических передач (ГМП), поэтому его рабочий диапазон ограничивают значениями 0,75...0,85. Данный диапазон достаточно узкий, в связи с чем в ГМП применяют комплексные двухреакторные ГДТ, позволяющие расширить область высоких значений КПД за счет последовательного отключения реакторных колес при высоких значениях i_{mn} и перехода ГДТ в режим гидродинамической муфты (ГДМ). Безразмерная характеристика комплексного двухреакторного ГДТ представлена на рис. 1. Из нее видно, что кривая КПД ГДТ η_{mn} существенно выше штриховой линии, характеризующей КПД ГДМ при низких значениях i_{mn} . Достигнув максимума, η_{mn} резко падает (штрихпунктирная

линия), и ГДТ переходит в режим ГДМ за счет того, что реакторные колеса установлены на муфтах свободного хода (МСХ).

При режиме трансформации крутящего момента МСХ стопорит реакторные колеса, позволяя их лопаточным системам изменять направление потока жидкости в круге циркуляции так, чтобы он под большим углом входил на лопатки турбинного колеса, увеличивая крутящий момент за счет снижения угловой скорости турбинного вала по отношению ко входному валу.

При достижении определенных значений передаточного отношения i_{mn} МСХ последовательно освобождают реакторные колеса, позволяя им свободно вращаться в потоке циркулирующей рабочей жидкости по межлопаточным каналам, не трансформируя момент от насосного колеса, переводя работу ГДТ в режим ГДМ.

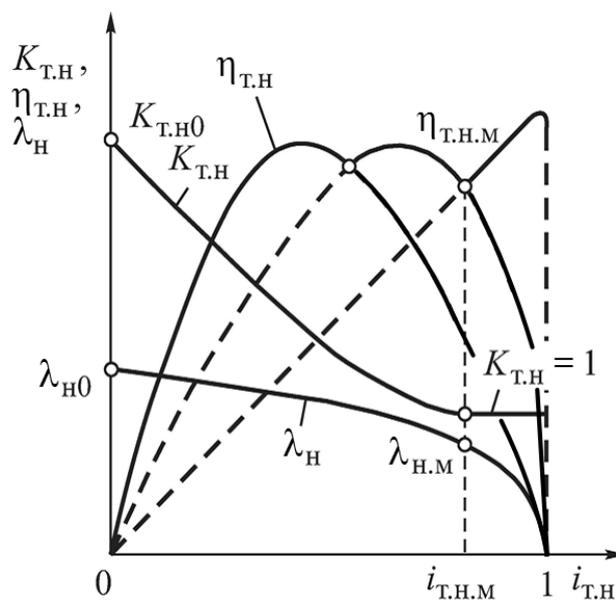


Рис. 1. Безразмерные характеристики комплексного двухреакторного ГДТ

Поскольку реакторные колеса ГДТ размещаются на МСХ, то их техническое состояние существенно сказывается на его КПД. Выход из строя МСХ приводит либо к исключению возмож-

ностей стопорения реакторных колес, при котором ГДТ перестает трансформировать момент и превращается в ГДМ, либо к заклиниванию роликов МСХ и полной блокировке колес реак-

тора, при которой ГДТ не выходит на режим ГДМ при высоких значениях передаточного отношения i_{mn} . В этом случае поток жидкости в круге циркуляции давит на лопатки реактора уже с другой стороны, разбивается о них, не доходя до лопаток турбинного колеса, и КПД стремительно падает (штрихпунктирная линия на рис. 1).

Хотя при этом ГМП не утрачивает своих функций, однако показатели эффективности выполнения транспортной работы резко снижаются (уменьшается производительность, возрастает расход топлива).

Анализ существующих методик оценки технического состояния гидродинамического трансформатора

Проверку технического состояния ГДТ автоматической коробки передач рекомендуется проводить на полностью заторможенном автомобиле при работающем на полную мощность двигателе (stall test). При таком режиме на результаты диагностики ГДТ будет оказывать влияние состояние коробки передач и, прежде всего, фрикционных элементов – фрикционных муфт или тормозов планетарных механизмов. Анализ результатов проверки заключается в сравнении их со значениями завода-изготовителя. Отклонения от установленных значений в ту или иную сторону можно интерпретировать следующим образом:

- если частота вращения коленчатого вала двигателя на $200...300 \text{ мин}^{-1}$ выше, по сравнению с установленной, то причиной является пробуксовка фрикционных элементов коробки передач, вызванная, вероятнее всего, вспениванием трансмиссионного масла или низким давлением в основной магистрали;

- если частота вращения коленчатого вала двигателя чрезвычайно высока, то причиной могут служить срезанные шлицы входного вала коробки передач;

- если частота вращения коленчатого вала двигателя на $100...200 \text{ мин}^{-1}$

ниже, по сравнению с установленной, то это признак того, что двигатель не развивает полную мощность;

- если частота вращения коленчатого вала двигателя на 33 % ниже, по сравнению с установленной, то, вероятно, вышла из строя МСХ ГДТ, поскольку реактор при этом режиме должен быть полностью остановлен и ГДТ имеет максимальный коэффициент трансформации. Если МСХ реактора не в состоянии удерживать его, то поток масла, выходящий из турбинного колеса, будет направлен в сторону, противоположную вращению насосного колеса и двигателя, что приводит к потере мощности двигателя;

- если частота вращения коленчатого вала двигателя соответствует установленным значениям, то это означает, что двигатель развивает полную мощность, коробка передач способна нормально передавать ее и МСХ реактора ГДТ способна его удерживать, что не является гарантией ее исправного состояния, поскольку она может не расклиниваться и не давать возможности ГДТ переходить в режим работы ГДМ;

- предположение о заклинивании МСХ можно сделать только в том случае, если при дорожных испытаниях максимальная скорость транспортного средства при полной подаче топлива меньше расчетной примерно на 33 %. Тогда ГДТ не переходит в режим работы гидромфты. Побочным эффектом этого может быть перегрев трансмиссионного масла и снижение давления, развиваемого насосом.

Другой способ определения заклинивания МСХ заключается в нахождении частоты вращения коленчатого вала двигателя при полной подаче топлива при «нейтрали» в коробке передач. Если частота вращения коленчатого вала более 3000 мин^{-1} , то это означает, что реактор свободно вращается в потоке масла. Если же частота вращения коленчатого вала не превышает 3000 мин^{-1} , то данное обстоятельство

является признаком заклинивания МСХ [1].

Однако это в большей степени субъективные методы. Для объективного выявления неисправностей МСХ необходимо обосновать диагностические параметры для инструментального контроля и определить параметры тестовых режимов испытаний, что, в свою очередь, требует разработки соответствующих методик диагностирования.

Поскольку техническое состояние МСХ отражается на тягово-скоростных свойствах автомобиля, то в качестве диагностических параметров можно взять типовые характеристики разгона – время разгона до заданной скорости t_v и проходимый за это время путь s_v , а также время разгона на участках пути 400 и 1000 м (t_{400} и t_{1000}). Данные параметры можно определять и фиксировать техническими средствами бортовой системы диагностирования, сопряженной с бортовой системой управления.

Так, моделирование разгона карьерного самосвала БелАЗ-75450 с двигателем Cummins QSX15-600 мощностью 447 кВт при номинальной частоте вращения коленчатого вала 2100 мин^{-1} и ГДТ ЛГ-470Н с исправной МСХ и неисправной, т. е. когда МСХ не блокирует вращение турбинного колеса при режиме трансформации момента, дало следующие результаты. Время t_v и путь s_v разгона до скорости $v = 40 \text{ км/ч}$ при одних и тех же условиях составили 56 и 77 с и 420 и 620 м соответственно, время разгона на участке 400 м (t_{400}) – 53 и 56 с, а на участке 1000 м (t_{1000}) – 101 и 109 с [2]. По параметрам t_v и s_v можно диагностировать потерю способности заклинивания МСХ, а по параметрам t_{400} и t_{1000} – нет, поскольку трудно найти такие условия испытаний, которые были бы абсолютно идентичны и позволяли уловить различие в 3 или 8 с.

Для оценки изменения характеристик ГДТ при неисправности МСХ про-

водились стендовые испытания с имитацией отказов, при которых МСХ не заклинивается при режиме трансформации момента и не блокирует вращение реакторов. Для этого из МСХ удалялись ролики, и реакторы свободно вращались. В результате момент количества движения жидкости не увеличивался и не происходила трансформация вращающего момента. При таком отказе ГДТ превращался в гидродинамическую муфту, позволяющую лишь варьировать соотношением между угловыми скоростями вращения насосного и турбинного колес. При этом существенно изменялись характеристики ГДТ (рис. 2) [2].

Коэффициент момента насосного колеса λ_n , или, как это принято, величина λ_{np} , при низких значениях i_{mn} возрастает практически вдвое, а КПД η_{mn} и коэффициент трансформации K_{mn} при этих режимах – почти в 3 раза. Следовательно, при стоповом режиме обнаружить неисправность МСХ можно только в стендовых условиях по коэффициенту трансформации, поскольку там на входе и выходе ГДТ крутящий момент измеряется. В ГМП машины таких датчиков момента нет, поэтому эта методика оценки технического состояния ГДТ без снятия ГМП непригодна.

Если же МСХ какого-либо реактора окажется нерасклиненной при высоких значениях передаточного отношения, то эту неисправность предлагается определять по чрезмерно быстрому нагреву рабочей жидкости на выходе из ГДТ, т. к. его КПД начнет резко уменьшаться.

Рассмотренная методика мониторинга технического состояния ГДТ по характеристикам разгона отчасти возможна, но требует специально подготовленных мерных участков движения с полной нагрузкой при реализации максимальной мощности двигателя. При этом отсутствует гарантия правильной постановки диагноза МСХ.

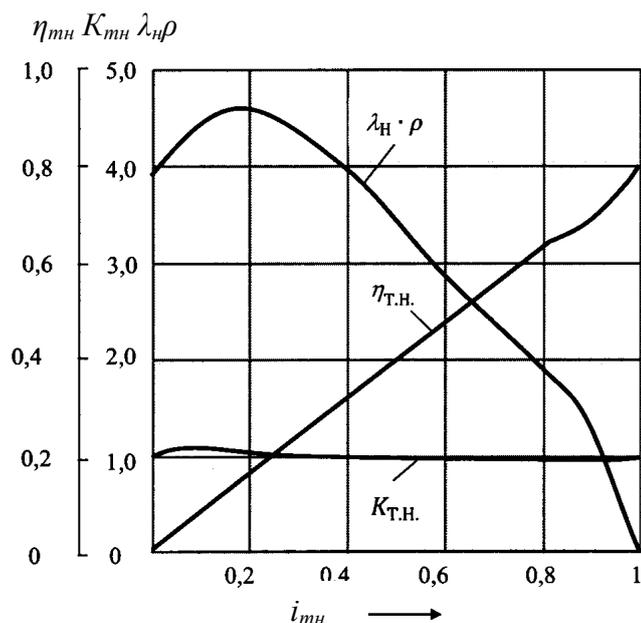


Рис. 2. Характеристика ГДТ при неисправных МСХ реакторных колес

Новая методика диагностирования муфт свободного хода гидродинамического трансформатора

Если в качестве диагностического параметра выбрать КПД ГДТ при фиксированном значении передаточного отношения i_{mn} , то надежность оценки технического состояния МСХ можно существенно повысить. Сопоставляя характеристики ГДТ с исправной МСХ реактора (см. рис. 1) и неисправной (см. рис. 2), видно, что КПД при малых значениях i_{mn} отличается почти в три раза. Остается только найти КПД ГДТ и можно делать вывод о состоянии МСХ.

КПД ГДТ определяется как отношение мощностей на турбинном N_m и насосном N_n колесах ГДТ, т. е.

$$\eta_{mn} = \frac{N_m}{N_n} = \frac{M_m \cdot \omega_m}{M_n \cdot \omega_n} = K_{T.H.} \cdot i_{mn}. \quad (1)$$

Несложно вычислить угловые скорости насосного ω_n и турбинного ω_m колес, поскольку в первом случае – это угловая скорость коленчатого вала двигателя, считаваемая с электронного регулятора, а во втором – рассчитывается

бортовой системой управления, контролирующей скорость движения автомобиля датчиком спидометра, считывающим угловую скорость ω_c с зубчатого колеса, связанного с выходным валом ГМП, передаточное число от турбинного колеса до которого составляет некоторое известное значение u_c . Тогда

$$\omega_m = \omega_c \cdot u_c.$$

Для вычисления коэффициента трансформации необходимо знать текущие значения крутящих моментов насосного и турбинного колес ГДТ. Момент на турбинном колесе ГДТ можно найти из условий движения машины в определенных дорожных условиях как

$$M_m = f \cdot G_a \cdot r_k / u_{mp}, \quad (2)$$

где f – коэффициент сопротивления качению колеса автомобиля; G_a – масса автомобиля; r_k – радиус качения колеса; u_{mp} – передаточное число трансмиссии автомобиля.

Момент на насосном колесе ГДТ, связанного с двигателем непосредственно, без согласующего редуктора,

зависит от типа регулятора двигателя. На дизельных двигателях чаще всего используются всережимные регуляторы, позволяющие работать двигателю как на внешней, так и на регуляторной характеристиках. Положением педали акселератора в этом случае задается скоростной режим работы двигателя, а

регулятор поддерживает его в достаточно узком диапазоне за счет изменения цикловой подачи в соответствии с изменяющейся нагрузкой. При этом регуляторные характеристики имеют примерно один наклон при частичных режимах и различных положениях педали акселератора γ (рис. 3).

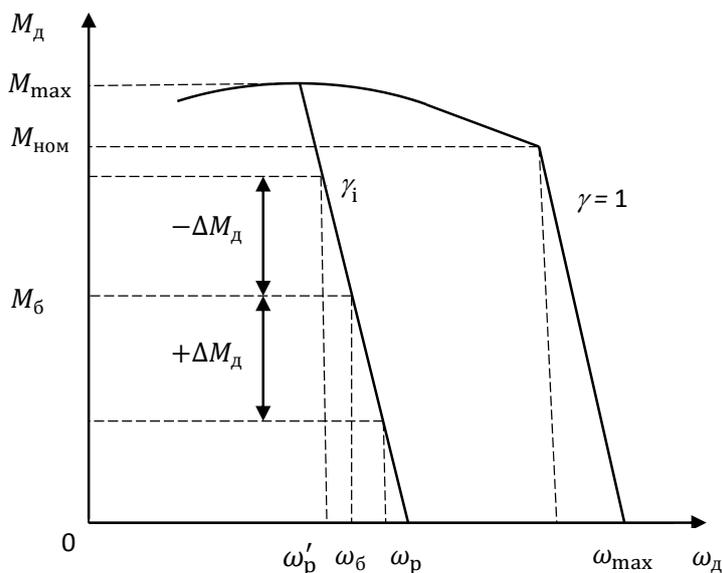


Рис. 3. Характеристика момента двигателя со всережимным регулятором

Наклон регуляторной характеристики определяется коэффициентом пропорциональности K_p из выражения

$$K_p = M_{ном} / (\omega_{max} - \omega_{ном}), \quad (3)$$

где $M_{ном}$ – номинальный момент двигателя; $\omega_{ном}$ – номинальная частота вращения коленчатого вала двигателя; ω_{max} – максимальная частота вращения коленчатого вала двигателя на холостом ходу.

Тогда определение КПД, т. е. диагностику МСХ ГДТ, можно проводить по следующей методике. Порожный автомобиль на ровной площадке трогается с места и фрикционом блокировки принудительно блокируется ГДТ. Это можно осуществить как посредством вмешательства в бортовую систему управления, так и в обход нее, поскольку ис-

полнительные электрогидрораспределители управления фрикционом блокировки ГДТ находятся на внешней стороне корпуса ГМП. Угловая скорость коленчатого вала двигателя в такой момент должна снизиться на 20...30 рад/с, в противном случае есть вероятность пробуксовки фрикциона блокировки. При равномерном движении на заблокированном ГДТ определяется угловая скорость коленчатого вала двигателя при фиксированном положении педали подачи топлива γ . Момент на выходном (турбинном) валу ГДТ будет равен моменту двигателя M_0 (см. рис. 3) и соответствовать моменту, необходимому для преодоления сопротивления движению машины в конкретных дорожных условиях, вычисляемому по выражению (3). Затем без изменения положения педали осуществляется разблокировка ГДТ, и угловая ско-

рость коленчатого вала увеличивается, т. к. момент на насосном колесе, а следовательно, и нагрузка на двигатель снижаются из-за того, что коэффициент трансформации K_{mn} становится больше единицы, как это было у заблокированного ГДТ. Момент двигателя изменяется на величину ΔM_δ :

$$\Delta M_\delta = M_n - M_n / K_{mn}.$$

Тогда можно записать следующее:

$$M_n = \Delta M_\delta / (1 - 1 / K_{mn}), \quad (4)$$

где ΔM_δ – изменение момента двигателя после разблокировки ГДТ.

$$\Delta M_\delta = K_p(\omega_p - \omega_\delta) = K_p \Delta \omega_\delta, \quad (5)$$

где ω_δ – угловая скорость коленчатого вала двигателя при заблокированном ГДТ; ω_p – угловая скорость коленчатого вала двигателя при разблокированном ГДТ.

Как только движение стало равномерным, фиксируются угловые скорости насосного и турбинного колес ГДТ, т. е. определяется i_{mn} . Остается найти K_{mn} , используя выражения (2)...(5):

$$\begin{aligned} K_{mn} &= \frac{M_m}{M_n} = \frac{M_m}{M_m - \Delta M_\delta} = \\ &= \frac{f \cdot G_a \cdot r_k}{f \cdot G_a \cdot r_k - K_p \cdot u_{mp} \cdot \Delta \omega_\delta} = \\ &= \frac{1}{1 - \mu \cdot \Delta \omega_\delta}, \end{aligned}$$

где μ – коэффициент изменения момента двигателя при разблокировке ГДТ,

$$\mu = \frac{u_{mp} \cdot M_{ном}}{(f \cdot G_a \cdot r_k)(\omega_{max} - \omega_{ном})}. \quad (6)$$

Как видно, μ – величина постоянная, зависящая от дорожных условий, загрузки автомобиля, включенной передачи и характеристики двигателя.

Тогда техническое состояние МСХ ГДТ будет удовлетворительным, если при тестовом диагностировании выпол-

няется неравенство

$$\eta_{mn} = \frac{i_{mn}}{1 - \mu \cdot \Delta \omega_\delta} > \eta_m, \quad (7)$$

где η_m – КПД при режиме гидромукты при аналогичном значении i_{mn} .

Определение КПД ГДТ целесообразно проводить при 2-, 3-скоростных режимах работы двигателя и находить их при различных значениях i_{mn} . При этом в базе данных системы диагностики ГМП должны быть значения КПД для всех i_{mn} . Такая система диагностики ГДТ должна быть либо бортовой, т. е. выдавать текущие значения угловых скоростей, приведенных к насосному и турбинному колесам ГДТ, и создавать тестовое воздействие, не предусмотренное алгоритмом функционирования системы управления, либо внешней системой, способной через диагностический разъем считывать информацию с датчиков угловых скоростей и через разъем электрогидрораспределителя управления фрикционом блокировки ГДТ создавать тестовое воздействие.

Следует отметить, что двигатели «Cummins» с электронным регулятором, применяемые на карьерных самосвалах БелАЗ, имеют характеристику, аналогичную характеристике двигателя со всережимным регулятором, хотя в этих регуляторах можно заложить любую характеристику по желанию потребителя, например, характеристику двигателя постоянной мощности, двигателя Отто и др.

Заклинивание МСХ ГДТ и невозможность перехода в режим гидромукты при высоких значениях i_{mn} выявить сложнее, т. к. необходимо знать параметры, по которым происходит блокировка и разблокировка ГДТ системой управления.

Предлагаемый ранее критерий – повышение температуры масла в ГДТ при высоких значениях i_{mn} сложно реализовать, поскольку при режиме трансформации момента температура быстро

повышается в связи с тем, что ГДТ работает в зоне низких значений КПД и часть мощности двигателя теряется, переходя в тепло. В этом случае необходимо отслеживать не только абсолютное значение температуры, но и интенсивность ее изменения как функцию $i_{тн}$.

Описанная методика позволяет диагностировать и этот дефект. Ведь после разблокировки ГДТ при высоких значениях $i_{тн}$ заклинивание МСХ приведет к резкому снижению КПД и, как следствие, падению угловой скорости коленчатого вала двигателя и возрастанию момента (см. рис. 3). В итоге значение ΔM_{θ} , согласно формуле (5), станет отрицательным, а при определении КПД по формуле (7) в знаменателе появится знак «плюс».

Предложенная методика диагностирования ГДТ может служить как дополнение к диагностике ГМТ по показателям тягово-скоростных свойств автомобиля. Реализация ее осуществляется при наличии бортового компьютера и заложенного в его память алгоритма диагностирования, позволяющего создавать необходимые тестовые воздействия. Приемлемо и создание внешней системы диагностики при организации доступа к системной информации бортового компьютера через диагностический разъем. Такой подход к диагностике важнейшего из элементов ГМТ стал возможен из-за развития информационных технологий. Он позволит обеспечить мониторинг технического состояния ГМП в процессе эксплуатации, что, в свою очередь, не только повысит производительность машин, но и снизит эксплуатационные издержки.

К недостаткам методики следует отнести сложность создания тестового воздействия как при наличии бортовой системы управления, так и при ее отсут-

ствии, поскольку необходимо вмешиваться в алгоритм управления, принудительно блокируя и разблокируя ГДТ. Однако точность постановки диагноза ГДТ в этом случае существенно повышается.

Заключение

1. При наличии бортовой системы управления и диагностики возможна углубленная диагностика гидродинамического трансформатора с использованием информации о состоянии двигателя и гидромеханической трансмиссии при создании тестовых воздействий в процессе эксплуатации машины, дополнив собой существующие методы диагностики гидромеханических передач.

2. Наиболее приемлемым диагностическим параметром для оценки технического состояния муфт свободного хода реакторных колес является КПД гидродинамического трансформатора при низких значениях передаточного отношения, когда его значения для исправного и неисправного состояний отличаются более чем в 3 раза.

3. В основе методики диагностирования лежит сопоставление параметров движения с заблокированным гидродинамическим трансформатором и разблокированным.

4. Предложенная методика позволяет перейти от субъективных методов диагностирования автоматических трансмиссий к объективным, основанным на анализе параметров движения, полученных инструментальным методом и имеющих количественные значения, по которым можно судить о наличии или отсутствии неисправности.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Нагайцев, М. В.** Автоматические коробки передач современных легковых автомобилей / М. В. Нагайцев, С. А. Харитонов, Е. Г. Юдин. – М. : Легион – Автодата, 2000. – 125 с.
2. **Тарасик, В. П.** Диагностирование технического состояния гидродинамического трансформатора карьерного самосвала / В. П. Тарасик, В. В. Региня // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2014. – № 3. – С. 68–78.

Статья сдана в редакцию 11 сентября 2015 года

Григорий Леонидович Антипенко, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет. Тел.: 8-0222-25-34-31.

Ирина Юрьевна Хадкевич, аспирант, Белорусско-Российский университет. E-mail: irina-bru@mail.ru.

Gregory Leonidovich Antipenko, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University. Phone: 8-0222-25-34-31.

Iryna Yurevna Khadkevich, PhD student, Belarusian-Russian University. E-mail: irina-bru@mail.ru.

УДК 621.787

А. М. Довгалев

**КОМБИНИРОВАННОЕ МАГНИТНО-ВИБРОДИНАМИЧЕСКОЕ
НАКАТЫВАНИЕ ПОВЕРХНОСТИ ОТВЕРСТИЙ НЕЖЕСТКИХ ДЕТАЛЕЙ
МАШИН**

UDC 621.787

A. M. Dovgalev

**COMBINED MAGNETIC-VIBRODYNAMIC ROLL FORMING OF THE SURFACE
OF OPENINGS IN NON-RIGID MACHINE COMPONENTS**

Аннотация

Представлен новый способ комбинированной отделочно-упрочняющей обработки, при котором осуществляют комплексное воздействие на поверхностный слой нежестких деталей машин вращающимся магнитным полем инструмента и вибродинамическим упрочнением деформирующими шарами. Разработаны конструкции инструментов, содержащих магнитную систему на основе постоянных магнитов, обеспечивающую перемагничивание поверхностного слоя ферромагнитной детали и сообщение деформирующим шарам колебательных движений.

Ключевые слова:

нежесткая заготовка; деформирующие шары; магнитная система; накатывание; постоянный магнит; перемагничивание; вибродинамическое упрочнение.

Abstract

The paper deals with a new method for the combined finishing-hardening treatment, under which a complex action on the surface layer of non-rigid machine parts is performed both by a rotating magnetic field of the tool and vibrodynamic hardening by deforming balls. Tools have been designed which have a magnetic system based on permanent magnets, which provides magnetization reversal of the surface layer of a ferromagnetic part and imparts vibratory motions to deforming balls.

Key words:

non-rigid workpiece, deforming balls, magnetic system, roll forming, permanent magnet, magnetization reversal, vibrodynamic hardening.

Введение

Повышение требований по снижению массогабаритных характеристик технических систем приводит к применению в конструкциях достаточно большого количества нежестких деталей машин различной конфигурации, в числе которых кольца, втулки, гильзы, цилиндры, трубы, полые штоки и т. д.

В связи с этим возрастает актуальность разработки новых технологических методов обеспечения качества

нежестких деталей машин, осуществляемых с малыми усилиями обработки и реализуемых на финишных операциях технологического процесса [1].

Высокие качественные характеристики поверхности нежестких деталей машин обеспечивают методы поверхностного пластического деформирования. Как показывает анализ литературных источников, наиболее универсальным методом поверхностного пластического деформирования поверхностей нежест-

ких деталей машин является алмазное выглаживание, при котором усилие деформирования не превышает 200 Н [2].

Однако метод алмазного выглаживания осуществляется с малыми подачами инструмента и, соответственно, характеризуется низкой производительностью упрочняющей обработки.

Высокую производительность и качество обеспечивает метод пневмовибродинамической обработки поверхностей нежестких деталей машин, разработанный профессором А. П. Минаковым. Согласно методу процесс поверхностного пластического деформирования осуществляют деформирующими шарами, взаимодействующими с поверхностью заготовки, рабочие колебательные движения которым сообщают энергией сжатого воздуха, выходящего из специальных сопел инструмента [1].

К некоторым недостаткам пневмовибродинамического метода упрочнения следует отнести необходимость получения сжатого воздуха и его подвода к зоне обработки. Это несколько снижает технологические возможности метода пневмовибродинамической упрочняющей обработки.

Постановка задачи

Важным направлением усовершенствования вибродинамической отделочно-упрочняющей обработки является использование энергии магнитного поля инструмента для сообщения колебаний деформирующим шарам с целью обеспечения их периодического силового взаимодействия с упрочняемой поверхностью нежесткой детали. Перспективным также является разработка инструментов, отличающихся от известных наличием магнитной системы, предназначенной для реализации процесса вибродинамического упрочнения и одновременного намагничивания поверхностного слоя упрочняемой детали.

Основная часть

В соответствии с поставленной задачей разработан высокоэффективный метод комбинированного магнитно-вибродинамического накатывания, при котором на деформирующие шары и упрочняемую поверхность ферромагнитной детали воздействуют переменным магнитным полем с индукцией 0,1...0,2 Тл. При этом переменное магнитное поле создают вращением источников магнитного поля, расположенных в инструменте с последовательным чередованием полюсов N и S [3, 4].

Для повышения интенсивности процесса комбинированного упрочнения инструмент вращают со скоростью, обеспечивающей совмещение частоты воздействия переменного магнитного поля с собственной частотой колебаний деформирующих шаров.

Предложенный комбинированный метод магнитно-вибродинамического упрочнения поверхностей нежестких деталей машин реализуется с малыми усилиями деформирования и гарантирует высокую интенсивность процесса поверхностного пластического деформирования.

Конструкции инструментов для реализации комбинированного метода упрочнения

На рис. 1 представлена одна из первых конструкций инструментов для реализации комбинированного магнитно-вибродинамического накатывания поверхностей деталей машин.

Инструмент содержит: оправку 1; диски 2, 3; кольцевой постоянный магнит 4 осевой намагниченности; кольцевую камеру 5; деформирующие шары 6; вставки 7 (рис. 1, а, б). Деформирующие шары 6 установлены в кольцевой камере 5 с возможностью вращения вокруг продольной оси 8 инструмента и осуществления радиальных колебаний.

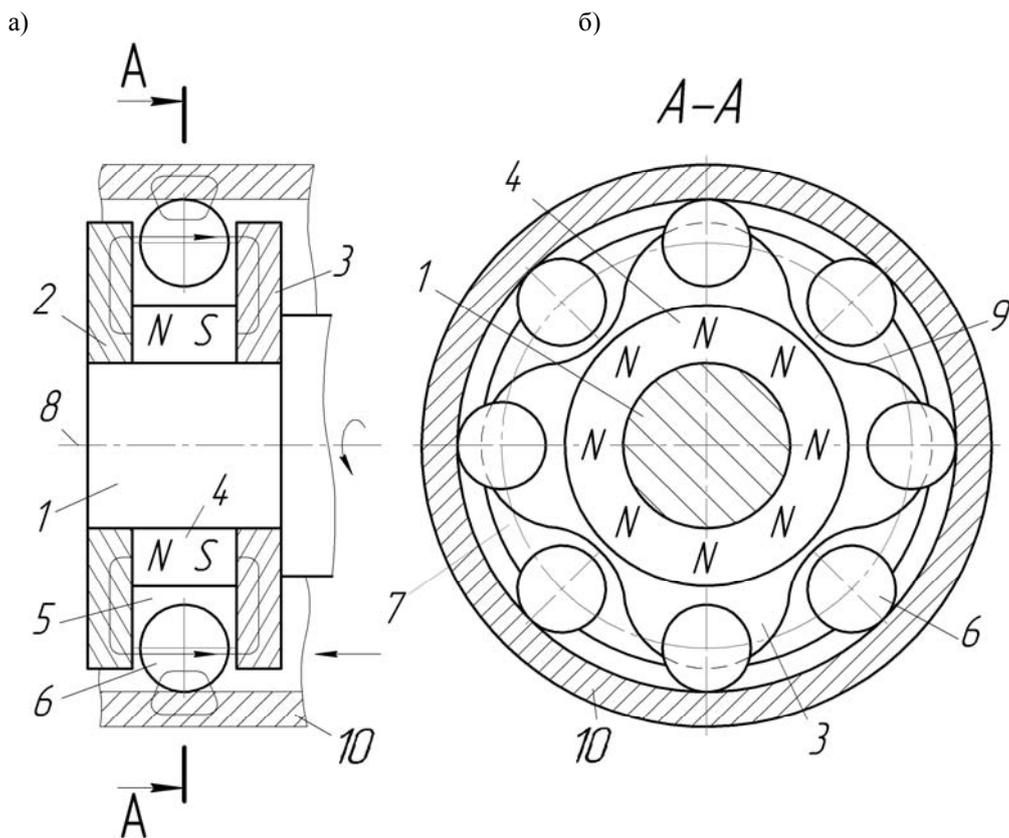


Рис. 1. Конструкция инструмента для комбинированного магнитно-вибродинамического накатывания с магнитной системой на основе кольцевого постоянного магнита: а – общий вид; б – поперечное сечение инструмента

Оправка 1, кольцевой постоянный магнит 4, диски 2, 3 размещены соосно. Периферийная поверхность дисков 2, 3 имеет периодический профиль 9 с амплитудой, превышающей диаметр деформирующих шаров 6. Во впадинах периодического профиля 9 дисков 2, 3 установлены вставки 7 (см. рис. 1, б). Оправка 1 и вставки 7 изготовлены из магнитопроводного материала. Диски 2, 3 и деформирующие шары 6 выполнены из ферромагнитных материалов.

Инструмент вводят в полость упрочняемой нежесткой заготовки 10 и совмещают его продольную ось 8 с осью отверстия. Инструмент вращают и перемещают с подачей вдоль упрочняемой поверхности. Силовые линии магнитного поля от кольцевого постоянного магнита 4 замыкаются на ферромагнитные диски 2, 3, имеющие периоди-

ческий профиль 9 и деформирующие шары 6 (на рис. 1, а силовые линии магнитного поля показаны тонкой линией). В результате под действием вращающегося переменного магнитного поля деформирующие шары 6 перемещаются по кольцевой камере 5 инструмента, прижимаются центробежной силой к поверхности отверстия заготовки 10 и осуществляют ее поверхностное пластическое деформирование. При этом угловая скорость вращения дисков 2, 3 инструмента превышает угловую скорость вращения деформирующих шаров 6. Так как диски 2, 3 имеют периодический профиль 9, амплитуда которого превышает диаметр деформирующих шаров 6, то на последние, наряду с центробежной силой, действует противоположно направленная радиальная магнитная сила. При расположении деформирующих

шаров 6 напротив впадины периодического профиля 9 дисков 2, 3 радиально направленная магнитная сила превышает центробежную. В связи с этим деформирующий шар 6 отрывается от упрочняемой поверхности заготовки 10.

Таким образом, периодический профиль 9 дисков 2, 3 обеспечивает вибродинамическое воздействие деформирующих шаров 6 на упрочняемую поверхность детали 10. Одновременно осуществляется намагничивание поверхностного слоя детали 10, что и вызывает комбинированное вибродина-

мическое и магнитное упрочнение с минимальными силами деформирования [5].

Однако указанный инструмент не обеспечивает периодическое изменение направления силовых линий магнитного поля, действующего на деформирующие шары и локальный участок поверхности упрочняемой детали. Это несколько снижает эффективность процесса комбинированного магнитно-вибродинамического накатывания.

На рис. 2 представлен инструмент, не имеющий вышеописанного недостатка.

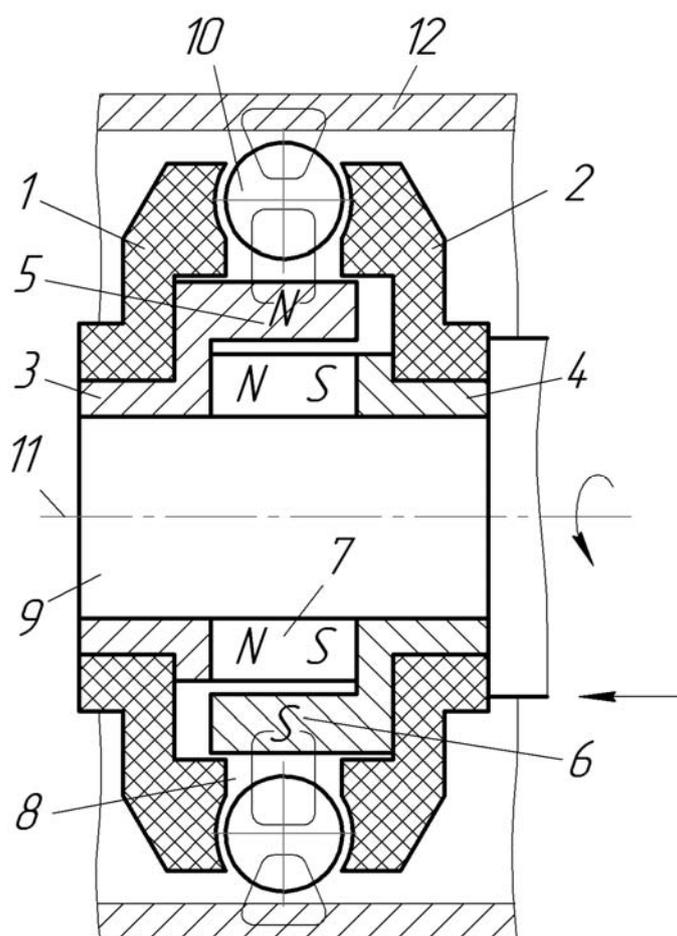


Рис. 2. Конструкция инструмента с магнитной системой на основе кольцевого постоянного магнита, обеспечивающей перемещение деформирующих шаров и упрочняемой поверхности заготовки

В его состав входят: диски 1, 2; кольцевые магнитопроводы 3, 4 с торцовыми зубьями 5, 6; постоянный кольцевой магнит 7 осевой намагниченно-

сти; кольцевая камера 8; оправка 9; деформирующие шары 10, установленные в кольцевой камере 8 с возможностью вращения вокруг продольной оси 11 ин-

струмента и колебаний в плоскости их вращения. Кольцевые магнитопроводы 3, 4 взаимодействуют с соответствующими торцами кольцевого постоянного магнита 7. Торцевые зубья 5, 6 направлены навстречу друг другу, смещены по углу и расположены с зазором во впадинах сопрягаемых зубьев кольцевых магнитопроводов 3, 4. В результате внизу кольцевой камеры 8 равномерно распределены по окружности зубья 5, 6, намагниченные с последовательным чередованием полюсов N и S (это обеспечивает в процессе обработки периодическое воздействие магнитного поля на деформирующие шары 10 и изменение направления силовых линий, т. е. перенамагничивание). Кольцевые магнитопроводы 3, 4 и диски 1, 2 закреплены на оправке 9 инструмента. Диски 1, 2 и оправка 9 изготовлены из немагнитного материала.

Продольную ось 11 инструмента совмещают с осью отверстия заготовки 12. Инструмент вращают и перемещают с осевой подачей. Вращающиеся

намагниченные торцевые зубья, имеющие чередование полюсов N и S, периодически воздействуют на деформирующие шары 10 и упрочняемую поверхность заготовки 12 (силовые линии магнитного поля показаны на рис. 2 тонкой линией). В результате колеблющиеся деформирующие шары 10 осуществляют вибродинамическую упрочняющую обработку намагниченной, а следовательно, находящейся в напряженном состоянии поверхности заготовки 12. Это интенсифицирует процесс поверхностного пластического деформирования.

Недостатком представленного на рис. 2 инструмента является сложность его переналаживания на другой диаметральный размер упрочняемой заготовки, т. к. требуется замена источника магнитного поля.

Широкое применение получил инструмент с магнитной системой на основе цилиндрических постоянных магнитов, легко переналаживаемый на другой размер отверстия упрочняемой детали (рис. 3).

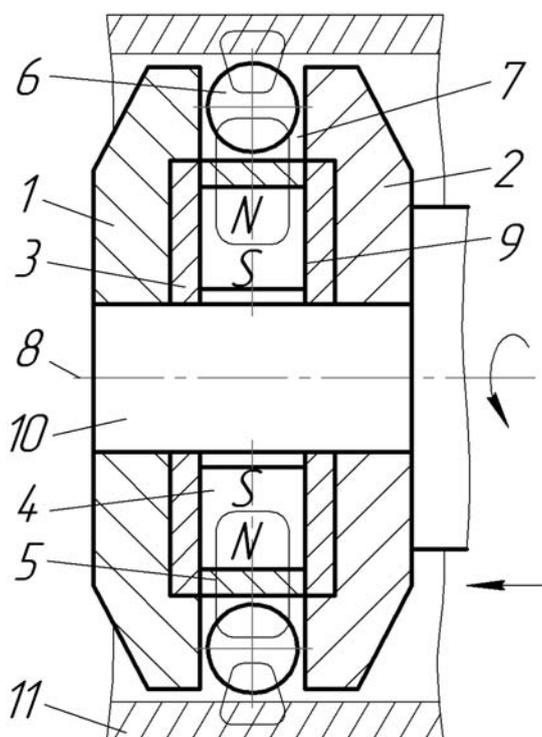


Рис. 3. Конструкция инструмента с магнитной системой на основе цилиндрических постоянных магнитов

В состав инструмента входят следующие основные элементы: диски 1, 2; магнитная система, состоящая из обоймы 3, цилиндрических постоянных магнитов 4 и цилиндрических магнитопроводов 5; деформирующие шары 6. Диски 1, 2 образуют кольцевую камеру 7. Деформирующие шары 6 свободно установлены в кольцевой камере 7 с возможностью вращения вокруг продольной оси 8 инструмента. Цилиндрические постоянные магниты 4 размещены в радиальных отверстиях 9, выполненных в обойме 3 с равномерным угловым шагом. Количество цилиндрических постоянных магнитов 4 четное, и они расположены с последовательным чередованием полюсов S и N. Цилиндрические магнитопроводы 5, запрессованные в радиальных отверстиях 9 обоймы 3, взаимодействуют с торцами цилиндрических постоянных магнитов 4 и выходят в кольцевую камеру 7. Диски 1, 2 и обойма 3 установлены соосно на оправке 10 инструмента. Оправка 10, диски 1, 2 и обойма 3 выполнены из немагнитопроводного материала.

Отделочно-упрочняющую обработку поверхности отверстия осуществляют следующим образом. Нежесткую деталь 11 закрепляют в технологическом приспособлении, а оправку 10 – в шпинделе металлорежущего станка. Вводят деформирующие шары 6 в полость отверстия детали 11. Оправку 10 вращают и перемещают инструмент вдоль упрочняемой поверхности. Дискретное расположение цилиндрических постоянных магнитов 4 вдоль кольцевой камеры 7 обеспечивает периодическое воздействие вращающегося магнитного поля чередующейся полярности S и N на деформирующие шары 6 и упрочняемую поверхность детали 11. В результате колеблющиеся деформирующие шары 6 осуществляют вибродинамическое упрочнение намагниченной поверхности детали 11.

Количество кольцевых камер инструмента с расположенными в них деформирующими шарами выбирают в зависимости от типа производства и требуемой производительности упрочняющей обработки [6, 7].

Комплексное магнитное и вибродинамическое воздействие на деталь интенсифицирует процесс модификации ее поверхностного слоя.

Для усиления магнитного воздействия на поверхность ферромагнитной упрочняемой детали предназначен инструмент, изображенный на рис. 4 [8].

Инструмент включает: оправку 1; диски 2, 3 со ступицами 4, 5; обойму 6; деформирующие шары 7; цилиндрические постоянные магниты 8; цилиндрические магнитопроводы 9. Диски 2, 3 одеты ступицами 4, 5 соосно на оправку 1 и образуют кольцевую камеру 10. Деформирующие шары 7 расположены свободно в кольцевой камере 10 инструмента. Цилиндрические постоянные магниты 8 установлены с равномерным угловым шагом и чередованием полюсов N и S в радиальных отверстиях 11 обоймы 6.

Инструмент снабжен дополнительной магнитной системой для перемагничивания поверхностного слоя ферромагнитной детали, выполненной в виде цилиндрических постоянных магнитов 12, 13 и магнитопроводов 14, 15. Цилиндрические постоянные магниты 12, 13 размещены в наклонно выполненных радиальных отверстиях 16, 17 с чередованием полюсов N и S и их угловое положение в дисках 2, 3 идентично. При этом смежные цилиндрические постоянные магниты 12, 13 имеют различное расположение полюсов N и S.

Продольную ось инструмента совмещают с осью отверстия упрочняемой детали 18. Оправку 1 вращают от шпинделя станка и перемещают инструмент вдоль упрочняемой поверхности детали 17, неподвижно закрепленной в технологическом приспособлении.

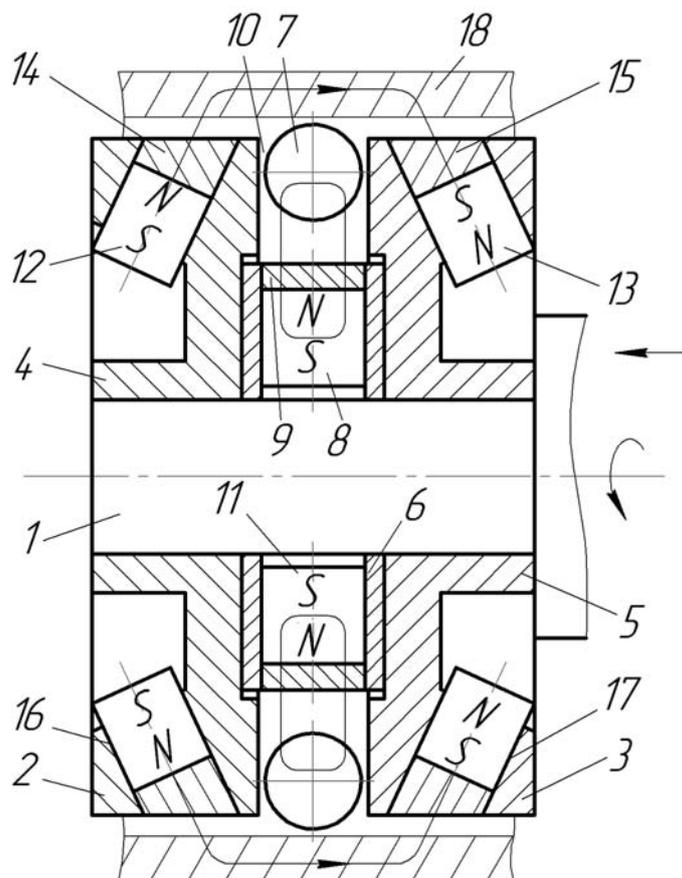


Рис. 4. Конструкция инструмента с дополнительной магнитной системой для перемагничивания поверхностного слоя детали

Поверхностный слой ферромагнитной детали 18 воспринимает воздействие вращающегося магнитного поля, периодически изменяющего направление силовых магнитных линий, создаваемого цилиндрическими постоянными магнитами 12, 13 инструмента. В результате имеющего место перемагничивания поверхностный слой детали разогревается, что приводит к изменению характеристик пластичности и прочности материала. Одновременно деформирующие шары 7, колеблющиеся под действием переменного магнитного поля от вращающихся цилиндрических постоянных магнитов 8, осуществляют вибродинамическое упрочнение намагниченной поверхности детали 18. Комплексное магнитно-силовое воздействие позволяет интенсифицировать процесс

поверхностного пластического деформирования и получить в поверхностном слое наноразмерную субзеренную структуру, повышающую физико-механические и эксплуатационные свойства детали.

Заключение

Представлен комбинированный метод магнитно-вибродинамического накатывания поверхности нежестких деталей машин, использующий для своей реализации энергию переменного магнитного поля инструмента и осуществляемый с незначительными силами деформирования. Для повышения эффективности процесса комбинированного упрочнения предложено воздействовать на деформирующие шары, свободно расположенные в кольцевой ка-

мере и имеющие упругую связь с магнитной системой инструмента, переменным магнитным полем с частотой, равной собственной частоте колебаний деформирующих шаров. При этом комплексное магнитное и вибродинамическое воздействия позволяют сформировать в поверхностном слое наноразмерную субзернистую структуру, повы-

шающую физико-механические и эксплуатационные свойства детали.

Описаны прогрессивные конструкции инструментов для осуществления процесса комбинированного упрочнения, содержащие магнитную систему на основе постоянных магнитов различной конфигурации.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Минаков, А. П.** Технологические основы пневмовибродинамической обработки нежестких деталей / А. П. Минаков, А. А. Бунос ; под общ. ред. П. И. Ящерицына. – Минск : Наука и техника, 1995. – 304 с.
2. **Торбило, В. М.** Алмазное выглаживание / В. М. Торбило. – М. : Машиностроение, 1977. – 104 с.
3. Способ поверхностного пластического деформирования и инструмент для его осуществления : пат. 2089373 РФ, МКИ6 В 24 В 39/02 / А. М. Довгалев (РБ) ; заявитель и патентообладатель А. М. Довгалев (РБ). – № 4924841/02 ; заявл. 05.04.91; опубл. 10.09.97, Бюл. № 25. – 7 с.
4. Способ магнитно-динамического упрочнения внутренней поверхности круглого отверстия в металлической детали : пат. 17976 РБ, МПК В 24 В 39/02 / А. М. Довгалев, Д. М. Свирепа ; заявитель Белорус.-Рос. ун-т. – № а20120052 ; заявл. 16.01.12; опубл. 30.06.13 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2013. – № 3. – 4 с.
5. Инструмент для отделочно-упрочняющей обработки : пат. 2068767 РФ, МКИ6 В 24 В 39/02 / А. М. Довгалев (РБ) ; заявитель и патентообладатель А. М. Довгалев (РБ). – № 4730821/08 ; заявл. 22.08.89 ; опубл. 10.11.96, Бюл. № 31. – 4 с.
6. Инструмент для упрочняющей обработки : пат. 2068768 РФ, МКИ6 В 24 В 9/02 / А. М. Довгалев (РБ) ; заявитель и патентообладатель А. М. Довгалев (РБ). – № 4732048/08 ; заявл. 22.08.89 ; опубл. 10.11.96, Бюл. № 31. – 4 с.
7. Инструмент для отделочно-упрочняющей обработки : пат. 2068769 РФ, МКИ6 В 24 В 39/02 / А. М. Довгалев (РБ) ; заявитель и патентообладатель А. М. Довгалев (РБ). – № 4733445/08 ; заявл. 28.08.89; опубл. 10.11.96, Бюл. № 31. – 4 с.
8. Моделирование процесса совмещенной обработки деталей магнитно-динамическим раскатыванием и вращающимся магнитным полем / В. К. Шелег, А. М. Довгалев, А. А. Жолобов, Н. А. Леванович // Вестн. Житомир. гос. техн. ун-та. – 2013. – № 4. – С. 86–95.

Статья сдана в редакцию 1 сентября 2015 года

Александр Михайлович Довгалев, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет.
E-mail: ret@bru.by.

Aleksandr Mikhailovich Dovgalev, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University.
E-mail: ret@bru.by.

УДК 621.9.048

М. Г. Киселев, А. В. Дроздов, П. С. Богдан, А. И. Цихович

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ОТРЕЗНОГО ДИСКА С МОДИФИЦИРОВАННОЙ ПУТЕМ ЭЛЕКТРОКОНТАКТНОЙ ОБРАБОТКИ РАБОЧЕЙ ПОВЕРХНОСТЬЮ

UDC 621.9.048

M. G. Kiselev, A. V. Drozdov, P. S. Bogdan, A. I. Tsikhovich

DETERMINATION OF PERFORMANCE CRITERIA OF THE CUTTING WHEEL WITH THE WORKING SURFACE MODIFIED BY ELECTRICAL CONTACT DISCHARGE MACHINING

Аннотация

Приведены основные сведения о методике проведения экспериментальных исследований, включая описание созданных установок и применяемых методов оценки эксплуатационных показателей испытуемых отрезных дисков, результаты экспериментов, отражающие влияние твердости материала образца на интенсивность его распиливания испытуемым диском, качество обработанной поверхности, а также на износостойкость рабочей поверхности инструмента. Показана эффективность применения электроконтактной обработки рабочей поверхности с целью восстановления ее режущей способности.

Ключевые слова:

отрезной диск, электроконтактная обработка, распиливание, режущий инструмент.

Abstract

The basic data about the techniques of conducting experimental studies are given, including the description of created installations and methods used to estimate performance criteria of the cutting wheels under investigation. The results of the conducted experiments are presented, that reflect the impact of hardness of the sample material on the intensity with which it is cut by the tested cutting wheel, the quality of surface machined and the wear resistance of the working surface of the tool. The efficiency of using electrical contact discharge machining to restore cutting ability of the working surface is shown.

Key words:

cutting wheel, electrical contact discharge machining, sawing, cutting tool.

Введение

Результаты ранее проведенных исследований [1–3] показали, что, воздействуя на металлическую поверхность электрическими разрядами, можно придать ей режущую способность. Это достигается за счет формирования на поверхности в результате электрической эрозии лунок, по форме близких к сферическим, имеющих по краям наплывы застывшего металла, выходя-

щие за исходный контур поверхности. Именно эти конструктивные элементы на модифицированной поверхности выполняют роль своеобразных режущих элементов, способных снимать стружку с материалов, твердость которых ниже твердости металла наплывов. Таким образом, процесс модификации поверхности с использованием энергии электрических разрядов можно рассматривать как специфическую операцию ее заточ-

ки. Правильность такой аналогии подтверждается тем, что формой и размером этих режущих элементов на модифицированной поверхности можно управлять путем изменения режимов и условий выполнения электроконтактной обработки (ЭКО).

Для выработки рекомендаций по практическому использованию указанного способа заточки рабочей поверхности инструмента, помимо ее режущей способности, важно располагать данными, характеризующими уровень ее износостойкости, а также качество обработанной поверхности распиленных материалов, обеспечиваемое применением такого инструмента. В связи с этим цель работы заключалась в ком-

плексной оценке влияния электроконтактной обработки рабочей поверхности отрезного диска на его эксплуатационные показатели, включая режущую способность, износостойкость и качество распиленной поверхности образцов из различных материалов.

Методика проведения экспериментальных исследований

Объектом исследования являлись диски из стали У8А диаметром 75 мм и толщиной 0,3 мм с центральным посадочным отверстием 16 мм. Электроконтактная обработка их рабочей поверхности (режущей кромки) осуществлялась следующим образом (рис. 1).

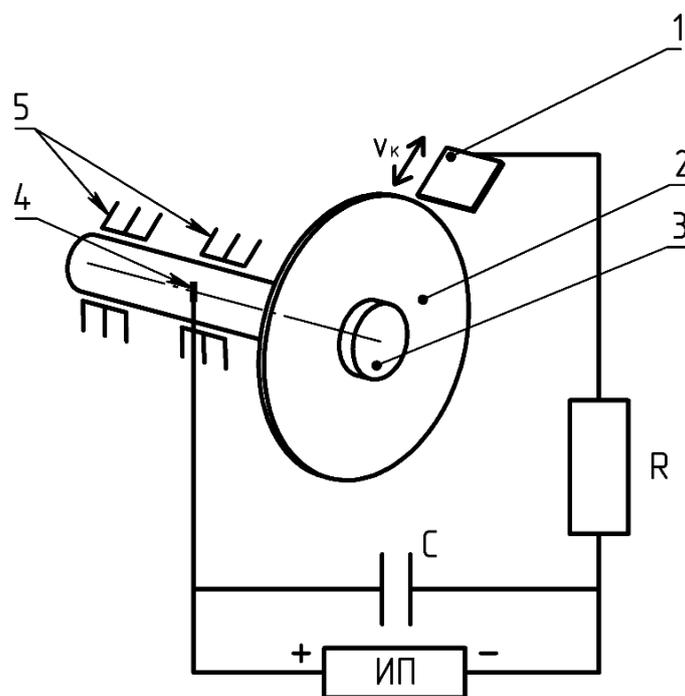


Рис. 1. Технологическая схема электроконтактной обработки рабочей поверхности диска

Диск 2 закреплялся на горизонтально расположенной оправке 3, установленной в подшипниках 5, и вместе с ней имел возможность поворачиваться вокруг оси. В качестве электрода-инструмента использовалась пластина 1 из стали У8А толщиной 0,3 мм, шири-

ной 8 мм и длиной 110 мм. Диск с помощью токосъемного устройства 4 и электрод-инструмент были включены в электрическую цепь, состоящую из источника питания постоянного тока ИП, накопительного конденсатора С и токоограничивающего резистора R. Ис-

пользовалась прямая полярность, при которой анодом являлся обрабатываемый диск, а катодом – электрод-инструмент.

Пластине, выполняющей роль электрода-инструмента, вручную сообщалось колебательное движение V_k , при котором ее кромка периодически контактировала с рабочей поверхностью диска. В процессе их сближения на расстоянии, соответствующем минималь-

ному межэлектродному промежутку (МЭП), происходил пробой диска и между поверхностями возникал электрический разряд, вызывающий электрическую эрозию поверхностей диска и инструмента. В результате расплавления и испарения металла на рабочей поверхности образовывалась лунка, имеющая по краям наплывы застывшего металла, выходящие за ее исходный контур (рис. 2, а).

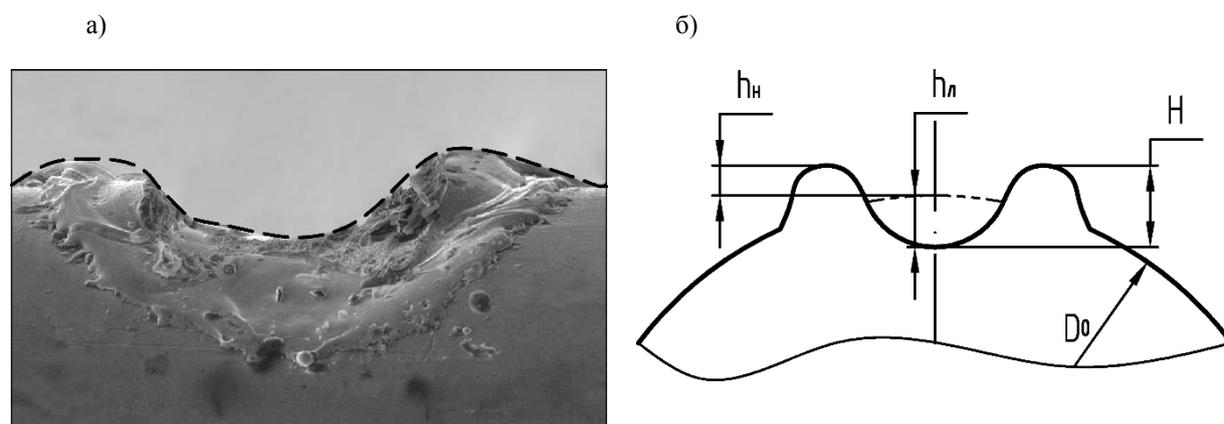


Рис. 2. Фотография лунки, полученной на поверхности диска в результате ЭКО (а), схема измеряемых параметров лунки (б)

Эксперименты выполнялись при напряжении накопительного конденсатора 80 В и его емкости 300 мкФ. На рабочую поверхность диска наносилось 75 лунок, равномерно расположенных по длине ее окружности. Диэлектрическая жидкость не применялась, т. е. обработка осуществлялась на воздухе.

По завершении этой операции с помощью микроскопа ММИ-2 измерялись геометрические параметры полученных на модифицированной поверхности диска лунок (рис. 2, б), в частности, высота наплывов металла h_n относительно исходного диаметра диска D_0 , глубина лунки h_d и высота режущего элемента H (аналог зуба).

Для определения эксплуатационных показателей дисков с модифицированной путем электроконтактной обработки поверхностью была создана спе-

циальная установка, схема которой приведена на рис. 3.

На массивном основании 1 установлен электродвигатель 7 (ПЛ-062У4), на валу которого закрепляется испытуемый диск 2. Последнему сообщается вращательное движение с постоянной частотой $n_d = 1500 \text{ мин}^{-1}$. Подлежащий распиливанию образец 9 зажимается в оправке 8, которая закреплена на поверхности подвижной части 3 шариковых направляющих. Усилие прижатия образца к рабочей поверхности диска, т. е. врезная подача, обеспечивается посредством аттестованных грузов 6 массой m , связанных с подвижной частью направляющих с помощью проволоки 4 и блока 5. При проведении экспериментов по распиливанию образцов величина этого усилия была постоянной и составляла 2 Н.

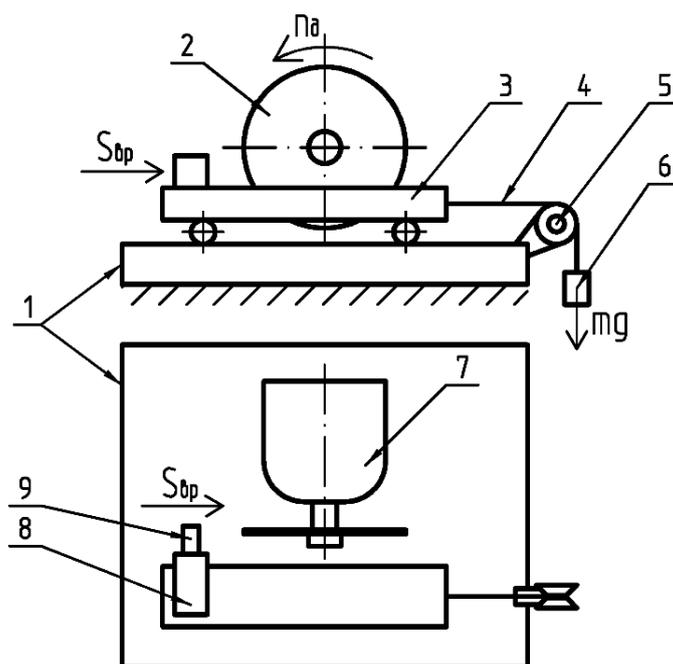


Рис. 3. Технологическая схема установки для распиливания образцов испытываемым диском

Образцы выполнялись в форме прямоугольного параллелепипеда длиной 50 мм с квадратным поперечным сечением 15×8 мм. Они изготавливались из дерева (сухая сосна), органического стекла, текстолита, углеситалла и кости.

Режущая способность диска оценивалась по значению интенсивности распиливания i им образцов, которая вычислялась отношением площади распиленной поверхности S к продолжительности выполнения операции t ($i = S/t$).

Качество распиленной поверхности образцов оценивалось по значению параметров ее шероховатости, которые измерялись с помощью профилометра-профилографа фирмы «Тэйлор Хобсон» (Taylor Hobson).

Износостойкость рабочей поверхности диска оценивалась по изменению состояния и размеров режущих элементов по мере увеличения площади распиленной поверхности образцов испытываемым диском и соответствующему этим

условиям изменению значения интенсивности распиливания i .

Изменение во времени состояния рабочей поверхности диска оценивалось путем периодического фотографирования на ней режущих элементов в процессе эксплуатации испытываемого диска (рис. 4), а также измерения их геометрических параметров, в частности, h_n , h_l и H (см. рис. 2, б).

Результаты экспериментальных исследований и их обсуждение

На рис. 5 представлены значения интенсивности распиливания образцов из различных материалов испытываемым отрезным диском.

Анализ данных показал, что наибольшее значение $i = 2371 \text{ мм}^2/\text{мин}$ наблюдается при распиливании деревянного образца, а наименьшее – $i = 223 \text{ мм}^2/\text{мин}$ – при распиливании образца из текстолита. Отсюда следует, что с повышением твердости и прочности материала образца интенсивность его распиливания испытываемым диском

снижается, что полностью согласуется с положением теории резания материалов [4]. В частности, с тем, что чем выше твердость и прочность обрабатываемого материала, тем меньше, при прочих рав-

ных условиях, глубина внедрения в него режущих элементов инструмента и, соответственно, меньше объем удаленного в единицу времени материала, т. е. меньше интенсивность распиливания.

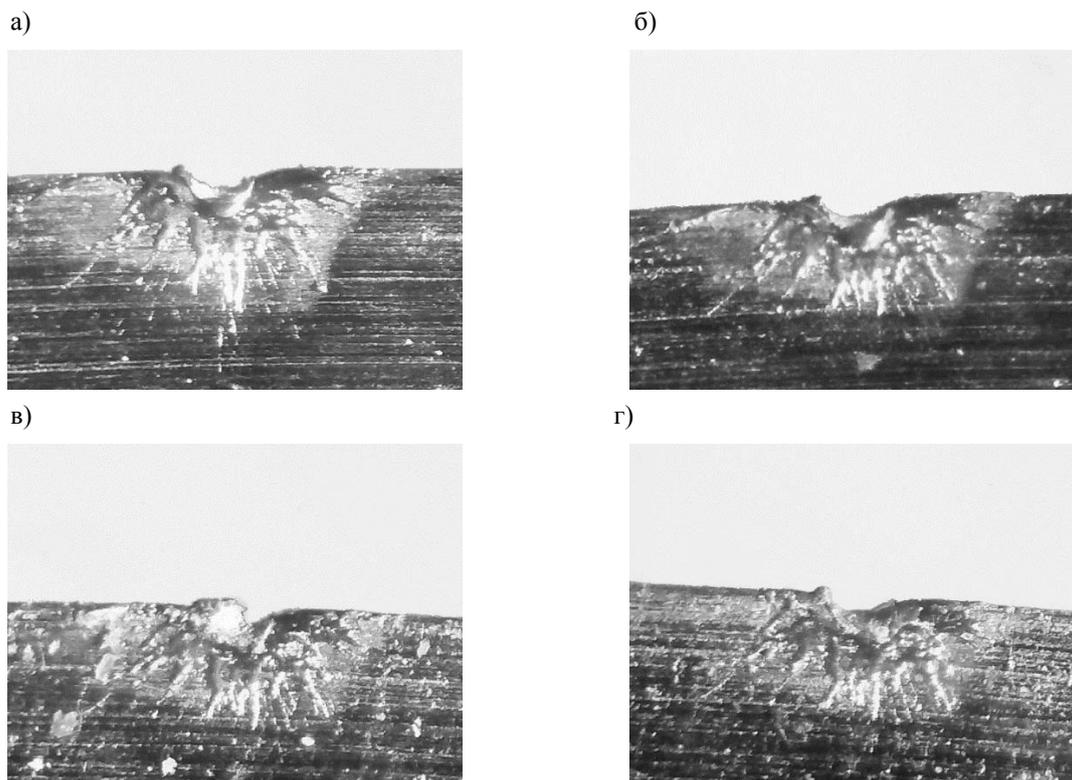


Рис. 4. Фотографии режущего элемента на модифицированной путем ЭКО рабочей поверхности испытуемого диска, соответствующие различной площади распиленной им поверхности образца из текстолита: а – в исходном состоянии; б – после распиливания образца площадью 240 мм²; в – площадью 600 мм²; г – площадью 840 мм²

В табл. 1 приведены значения параметра R_a распиленной с помощью испытуемого отрезного диска поверхности образцов из различных материалов. С целью получения данных для сравнения (см. табл. 1) указаны значения параметра R_a распиленной поверхности образцов, полученные при использовании в качестве инструмента ножовочного полотна по металлу и пилки для ручного лобзика.

Сравнительный анализ полученных экспериментальных данных показал, что с повышением твердости и прочности материала образца шерохо-

ватость его распиленной испытуемым диском поверхности снижается. Так, значение параметра R_a шероховатости распиленной поверхности деревянного образца составило 12,55 мкм, образца из углесталла – 1,58 мкм и образца из текстолита – 0,96 мкм. Аналогично изменяется значение R_a шероховатости поверхности образцов, распиленной ножовочным полотном по металлу и пилкой для ручного лобзика. При этом в обоих случаях оно оказывается значительно выше, чем при распиливании образцов испытуемым диском.

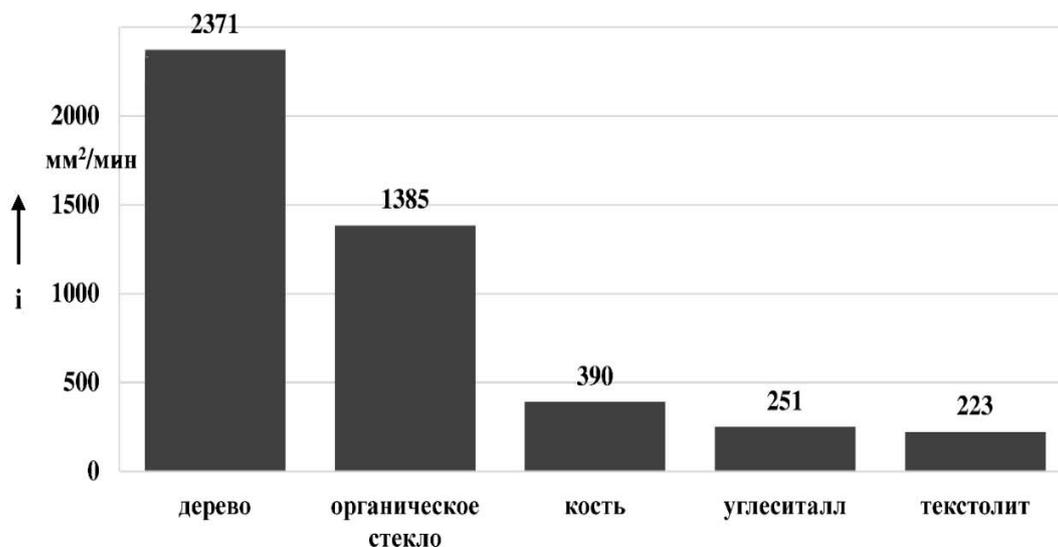


Рис. 5. Значения интенсивности распиливания образцов из различных материалов испытуемым отрезным диском

Табл. 1. Значения параметра Ra шероховатости распиленной поверхности образцов из различных материалов, полученные при использовании трех видов инструментов

Применяемый для распиливания инструмент	Значение параметра Ra, мкм, шероховатости распиленной поверхности образцов из различных материалов		
	Дерево	Углеситалл	Текстолит
Испытуемый отрезной диск	12,55	1,58	0,96
Ножовочное полотно по металлу	15,45	3,17	1,71
Пилка для ручного лобзика	17,79	3,70	3,55

Это объясняется различной высотой режущих элементов (зубьев) на рабочей поверхности инструментов, которая определяет размер снимаемой с обрабатываемой поверхности стружки, и, соответственно, ее шероховатость, что полностью согласуется с полученными экспериментальными данными. Так, при распиливании образца из текстолита пилкой для ручного лобзика (высота зуба – 0,7 мм) значение параметра Ra составило 3,55 мкм, при использовании ножовочного полотна по металлу (высота зуба – 0,5 мм) – 1,71 мкм, а при распиливании образца испытуемым отрезным диском (высота режущих элементов 0,2...0,25 мкм) – 0,96 мкм (т. е. снизилось по сравнению с распилива-

нием пилкой для лобзика в 3,6 раза и по сравнению с распиливанием ножовочным полотном в 1,7 раза). Таким образом, в отличие от традиционной заточки инструмента путем нарезания на его рабочей поверхности зубьев, применение ЭКО позволяет сформировать на ней режущие элементы весьма малой высоты, вследствие чего такой инструмент обеспечивает высокое качество распиленной поверхности.

Влияние площади поверхности образца из текстолита, распиленного одним испытуемым диском, на изменение интенсивности протекания процесса отражает зависимость, приведенная на рис. 6.

Как видно из рисунка, с увеличением площади распиленной поверхно-

сти образца значение i снижается. При этом в диапазоне увеличения S со 120 до 480 мм²/мин происходит снижение режущей способности диска на 37,2 %. При дальнейшем возрастании S , вплоть

до 840 мм², темп снижения i существенно замедляется – со 140 до 117 мм²/мин, что соответствует падению режущей способности диска на 16 %.

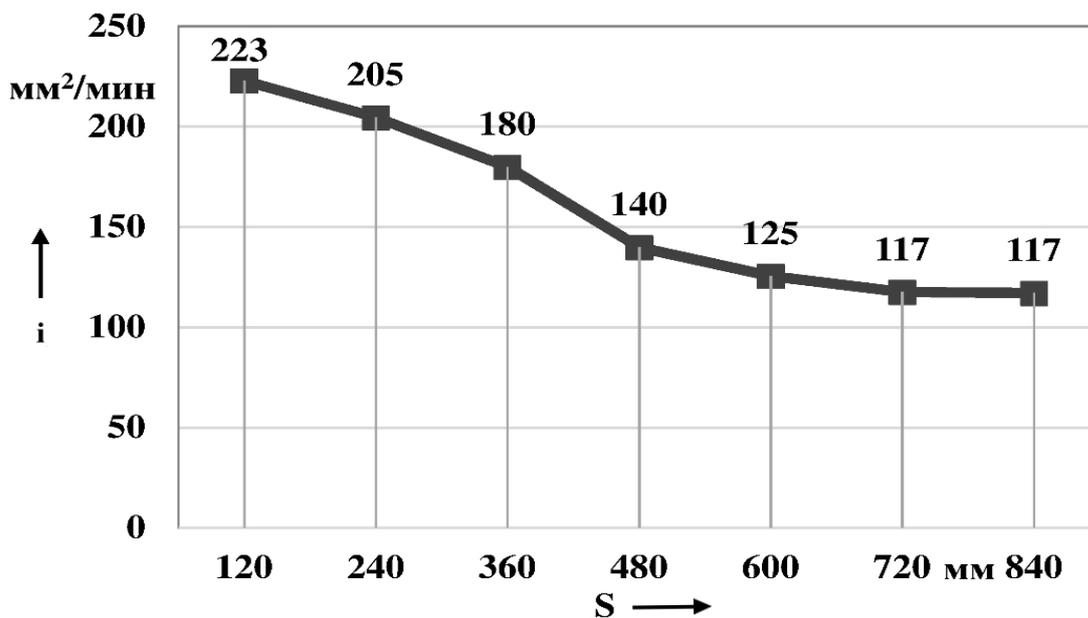


Рис. 6. Зависимость интенсивности распиливания образца из текстолита одним испытуемым диском от площади распиленной им поверхности

Очевидно, наличие такого вида зависимости $i(S)$ связано с процессом изнашивания режущих элементов на модифицированной путем ЭКО рабочей поверхности отрезного диска, приводящим к снижению ее режущей способности. Это подтверждается данными (рис. 7), которые отражают изменение размеров режущих элементов на рабочей поверхности отрезного диска в зависимости от площади распиленной им поверхности образца из текстолита.

Анализ представленных зависимостей показывает, что с увеличением площади распиленной поверхности образца высота H режущего элемента (аналог зуба) на рабочей поверхности диска уменьшается с 202 мкм в исходном его состоянии до 81 мкм после распиливания 840 мм² площади образца. Отметим, что величина H складывается

из двух составляющих: высоты наплывов металла по краям лунки h_n и глубины самой лунки h_d . Согласно полученным экспериментальным данным, доминирующее влияние на уменьшение высоты режущего элемента H оказывает износ наплывов металла по краям лунки h_n , а уменьшение ее глубины h_d незначительно влияет на значение параметра H . Так, если исходная высота наплывов металла составляла $h_n = 93$ мкм, то после распиливания поверхности образца площадью 840 мм² она уменьшилась до 9 мкм, т. е. в результате изнашивания значение h_n снизилось более чем в 10 раз. В то же время глубина лунки h_d уменьшилась только в 1,5 раза – со 109 до 72 мкм.

Наличие на зависимости $H(S)$ двух участков, отличающихся темпом снижения H по мере увеличения S , объяс-

няется положением теории изнашивания трущихся поверхностей [5]. Так, первому участку на зависимости $H(S)$ соответствует период приработки, который характеризуется интенсивным линейным износом режущих элементов на рабочей поверхности диска, что подтверждается видом на этом участке зависимости $h_n(S)$. После распиливания диском около 600 мм^2 поверхности об-

разца период приработки сменяется участком нормального (линейного) износа, на котором интенсивность изнашивания рабочей поверхности диска существенно снижается. В результате значение интенсивности распиливания образца (см. рис. 5) испытуемым диском на этом участке снижается весьма незначительно – со 125 до $117 \text{ мм}^2/\text{мин}$ – и далее существенно не изменяется.

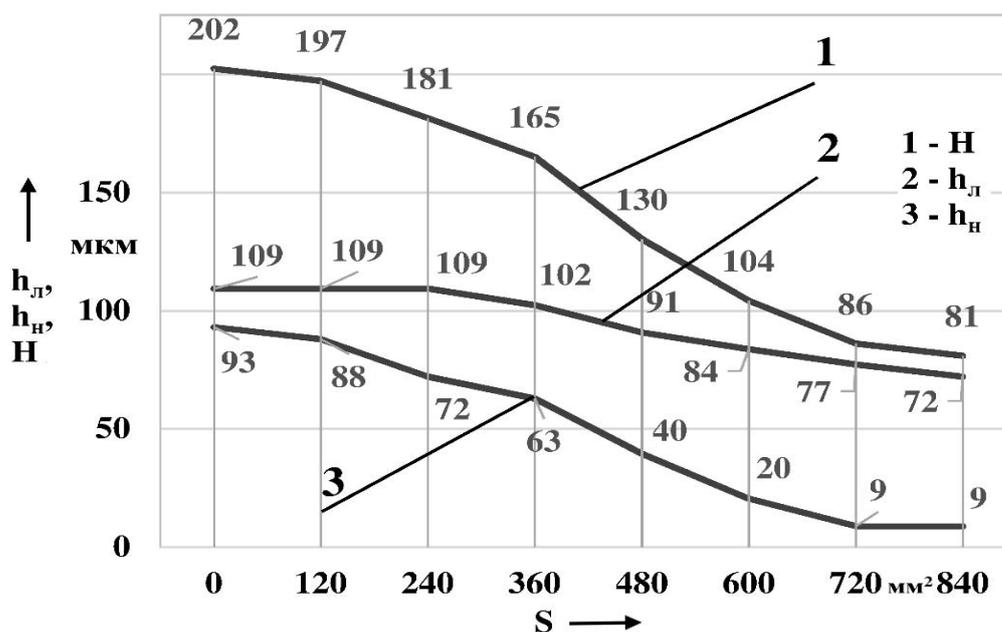


Рис. 7. Зависимость изменения размеров режущих элементов на рабочей поверхности отрезного диска от площади распиленной им поверхности образца из текстолита: 1 – высота зуба; 2 – глубина лунки; 3 – высота наплывов металла

Очевидным достоинством рассматриваемого способа обеспечения режущей способности рабочей поверхности инструмента является простота его реализации. В данном случае не требуется применения специального режущего инструмента и приспособлений, которые используются при выполнении традиционной операции заточки или переточки износившегося инструмента. В связи с этим представляется перспективным осуществлять восстановление режущей способности износившейся рабочей поверхности отрезного диска путем ее ЭКО непосред-

ственно в процессе выполнения операции распиливания, т. е. без снятия диска со шпинделя. Для подтверждения этого была проведена отдельная серия экспериментов, в ходе которой восстановление режущей способности износившейся рабочей поверхности диска осуществлялось путем ее ЭКО непосредственно на установке для распиливания образцов (см. рис. 3). ЭКО выполнялась по технологической схеме, представленной на рис. 1, но отличие было в том, что положительный полюс источника питания с помощью щетки подключался к оправке с отрезным

диском, закрепленной на валу электродвигателя привода его вращения.

При проведении экспериментов использовался отрезной диск, которым предварительно был распилен образец из текстолита общей площадью распила 840 мм^2 . В результате изнашивания его рабочей поверхности интенсивность распиливания i составила $117 \text{ мм}^2/\text{мин}$ против $i = 223 \text{ мм}^2/\text{мин}$ после распиливания 120 мм^2 площади образца. После выполнения ЭКО изношенной поверхности диска, которая осуществлялась в течение 1,5 мин, интенсивность последующего распиливания им образца повысилась до $204 \text{ мм}^2/\text{мин}$, т. е. достигла значения, близкого к интенсивности распиливания образца ($223 \text{ мм}^2/\text{мин}$) неизношенным диском. Таким образом, экспериментально доказана эффективность применения предложенного способа поддержания высокого уровня режущей способности отрезного диска в течение всего периода времени его использования.

Выводы

1. Результаты предшествующих исследований показали, что путем воздействия на металлическую поверхность электрическими разрядами в результате электрической эрозии на ней формируются лунки, по форме близкие к сферическим, имеющие по краям наплывы застывшего металла, которые в совокупности придают ей режущую способность. Исходя из этого показано, что электроконтактную обработку (ЭКО) поверхности различных обрабатываемых инструментов оправданно рассматривать как своеобразную операцию ее заточки. Указано на отсутствие данных, отражающих, помимо режущей способности, другие важные технологические показатели рабочей поверхности инструмента, модифицированной с применением ЭКО, в частности, качество поверхности различных материалов, обработанных (распиленных) таким ин-

струментом, и износостойкость его рабочей поверхности.

2. Разработана методика проведения экспериментальных исследований, включающая созданное устройство для ЭКО рабочей поверхности тонких толщиной $0,3 \text{ мм}$ стальных (сталь У8А) отрезных дисков диаметром 75 мм и созданную установку, позволяющую определять уровень основных технологических показателей испытуемых отрезных дисков (режущая способность, качество распиленной поверхности и износостойкость) при распиливании им образцов из различных материалов (дерево, органическое стекло, кость, углесталл и текстолит), твердость которых ниже твердости стального диска. Во всех экспериментах использовались отрезные диски, рабочая поверхность которых подвергалась ЭКО при неизменных режимах ее выполнения: напряжение накопительного конденсатора составляло 80 В при емкости 300 мкФ , количество электрических разрядов по длине окружности рабочей поверхности диска равнялось 75 , обработка осуществлялась на воздухе.

3. На основании обобщенного анализа полученных экспериментальных данных установлено следующее.

3.1. С повышением твердости и прочности материала образца интенсивность его распиливания i испытуемым диском снижается. Так, наибольшее значение i наблюдается при распиливании образца из дерева – $i = 2371 \text{ мм}^2/\text{мин}$, далее по убывающей – из оргстекла – $i = 1385 \text{ мм}^2/\text{мин}$, из кости – $i = 380 \text{ мм}^2/\text{мин}$, из углесталла – $i = 251 \text{ мм}^2/\text{мин}$. Наименьшее значение i при распиливании образца из текстолита равно $223 \text{ мм}^2/\text{мин}$. Показано, что полученные данные полностью согласуются с положением теории резания материалов, в частности, с тем, что чем выше твердость и прочность обрабатываемого материала, тем меньше, при прочих равных условиях, глубина внедрения в него режущих элементов инст-

румента, и, соответственно, меньше объем удаляемого в единицу времени материала, т. е. меньше интенсивность его распиливания.

3.2. С повышением твердости и прочности материала образца шероховатость поверхности распиленной испытуемым диском, снижается. Так, значение параметра R_a шероховатости распиленной поверхности образца из дерева составило 12,55 мкм, из углеситалла – 1,58 мкм, из текстолита – 0,96 мкм. Показано, что при прочих равных условиях шероховатость распиленной поверхности образцов определяется высотой режущих элементов (зубьев) на рабочей поверхности инструмента. Так, при распиливании образца из текстолита пилкой для ручного лобзика (высота зуба – 0,7 мм) значение параметра R_a составило 3,55 мкм, при использовании ножовочного полотна по металлу (высота зуба – 0,5 мм) – 1,71 мкм, а при распиливании образца испытуемым отрезным диском (высота режущих элементов – 0,2...0,25 мкм) – 0,96 мкм, т. е. снизилось по сравнению с распиливанием пилкой для лобзика в 3,6 раза и по сравнению с распиливанием ножовочным полотном в 1,7 раза. Таким образом, экспериментально установлено, что в отличие от традиционной заточки инструмента путем нарезания на его рабочей поверхности зубьев, применение ЭКО дает возможность сформировать на ней режущие элементы весьма малой высоты, вследствие чего обеспечивается высокое качество распиленной поверхности при использовании такого инструмента.

3.3. С увеличением площади распиленной поверхности S образца, распиленной одним испытуемым диском, значение интенсивности его распиливания i снижается. Так, при обработке образца из текстолита с увеличением S со 120 до 480 мм² значение i снизилось с 223 до 117 мм²/мин. Показано, что наличие падающей зависимости $i(S)$ свя-

зано с процессом изнашивания режущих элементов, сформированных в результате ее ЭКО. Так, высота режущего элемента H (аналог зуба), состоящая из высоты наплывов металла h_n по краям лунки и ее глубины h_l , уменьшается с 202 мкм в исходном ее состоянии до 81 мкм после распиливания 840 мм² площади текстолитового образца. При этом установлено, что доминирующее влияние на уменьшение H оказывает износ наплывов металла по краям лунки, а изменение ее глубины незначительно влияет на значение H . В частности, если исходная высота наплывов металла составляла $h_n = 93$ мкм, то после распиливания образца она уменьшилась до 9 мкм, т. е. в результате изнашивания значение h_n снизилось более чем в 10 раз, в то время как глубина лунки h_l уменьшилась только в 1,5 раза – со 109 до 71 мкм.

4. Показано, что по причине простоты выполнения электроконтактную обработку можно эффективно использовать для восстановления режущей способности изношенной рабочей поверхности отрезного диска непосредственно на применяемом технологическом оборудовании в ходе операции распиливания. Экспериментально установлено, что за счет ЭКО изношенной в результате распиливания 720 мм² площади образца из текстолита интенсивность распиливания повышается со 117 до 204 мм²/мин, что почти соответствует начальному значению интенсивности распиливания образца (223 мм²/мин) неизношенным диском. При этом важно отметить, что продолжительность восстановления режущей способности диска путем ЭКО его изношенной рабочей поверхности составляет всего 1,5...2 мин, что в совокупности свидетельствует об эффективности применения предложенного способа поддержания высокой режущей способности отрезного диска в течение всего периода времени его использования.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Эффективность применения электроконтактной обработки поверхности проволочного инструмента с целью придания ей режущей способности / М. Г. Киселев [и др.] // Вестн. Полоц. гос. ун-та. – 2013. – № 11. – С. 73–77.
2. Влияние режимов электроконтактной обработки исходной поверхности проволочного инструмента на величину сил резания в процессе распиливания им материалов без использования абразивной суспензии / М. Г. Киселев [и др.] // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2014. – № 1. – С. 15–22.
3. Экспериментальная оценка режущей способности штрипс с модифицированной путем электроконтактной обработки рабочей поверхностью / М. Г. Киселев [и др.] // Механика машин, механизмов и материалов. – 2014. – Т. 28, № 3. – С. 64–68.
4. **Грановский, Г. И.** Резание металлов : учебник для машиностр. и приборостр. спец. вузов / Г. И. Грановский, В. Г. Грановский. – М. : Высш. шк., 1985. – 304 с. : ил.
5. **Лоладзе, Т. Н.** Прочность и износостойкость режущего инструмента / Т. Н. Лоладзе. – М. : Машиностроение, 1982. – 320 с. : ил.

Статья сдана в редакцию 15 сентября 2015 года

Михаил Григорьевич Киселев, д-р техн. наук, проф., Белорусский национальный технический университет. E-mail: kiselev.maikl@gmail.com.

Алексей Владимирович Дроздов, канд. техн. наук, доц., Белорусский национальный технический университет. E-mail: dav7@tut.by.

Павел Сергеевич Богдан, аспирант, Белорусский национальный технический университет.

Андрей Иосифович Цихович, студент, Белорусский национальный технический университет.

Mikhail Grigoryevich Kiselev, DSc (Engineering), Prof., Belarusian National Technical University. E-mail: kiselev.maikl@gmail.com.

Aleksey Vladimirovich Drozdov, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian National Technical University. E-mail: dav7@tut.by.

Pavel Sergeevich Bogdan, PhD student, Belarusian National Technical University.

Andrei Iosifovich Tsikhovich, student, Belarusian National Technical University.

УДК 621.83.06

М. Е. Лустенков

КРИТЕРИИ ПРОЧНОСТИ МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ С СОСТАВНЫМИ ПРОМЕЖУТОЧНЫМИ ЭЛЕМЕНТАМИ КАЧЕНИЯ

UDC 621.83.06

M. Y. Lustenkov

STRENGTH CRITERIA OF MECHANICAL TRANSMISSIONS WITH COMPOUND INTERMEDIATE ROLLING ELEMENTS

Аннотация

Рассмотрены критерии, по которым оценивается прочность передач с составными роликами. Приведены конструкции механизмов регулирования положения кулачков, образующих беговые дорожки. Регулировка позволяет компенсировать износ рабочих поверхностей деталей передач. Исследовано напряженно-деформированное состояние элементов качения. Произведена теоретическая оценка ресурса передач. Результаты расчетов исследуемых передач сопоставлены с результатами расчета зубчатой планетарной передачи.

Ключевые слова:

механическая передача, промежуточные тела качения, составной ролик, прочность, износ, ресурс.

Abstract

The article describes the criteria for assessing strength of transmissions with compound rollers. The designs of mechanisms regulating the position of cams, which form bearing races, are given. Adjustment allows compensating for wear of the working surfaces of transmissions elements. The stress-strain state of rolling elements is studied. The theoretical evaluation of the resource of transmissions is given. The calculation results of the transmissions under investigation are compared with those of the planetary gear transmission.

Key words:

mechanical transmission, intermediate rolling bodies, compound roller, strength, wear, durability.

Введение и постановка задачи

В механических передачах с промежуточными телами (элементами) качения (ППТК), разрабатываемых в Белорусско-Российском университете [1], передача нагрузки осуществляется с помощью составных роликов, которые перемещаются по двум беговым дорожкам, образованным торцовыми кулачками, и вдоль осевых пазов сепаратора. В [2] приведена методика инженерного расчета данных передач, в которой определено, что основными критериями прочности ППТК являются:

- максимальные напряжения смятия, возникающие при взаимодействии наружной поверхности стержня и внутренних поверхностей элементов качения составного ролика (втулок);
- максимальные контактные напряжения, действующие на линиях контакта поверхностей элементов качения и беговых дорожек.

Такой критерий, как износостойкость поверхностей элементов передачи, ранее детально не изучался. В [3] приведены результаты исследования износа наружных поверхностей элемен-

тов качения, который, однако, не является основным фактором, определяющим долговечность механизма. Цель работы – обоснование критериев расчета прочности передач с составными промежуточными элементами качения, а также разработка алгоритма теоретической оценки ресурса в связи с конструктивной новизной объекта исследований и со сложностью проведения полномасштабных ресурсных испытаний.

Анализ напряженно-деформированного состояния элементов передачи

Расчеты по предложенной методике [2] были автоматизированы с помощью системы проектирования Siemens NX и пакетов прикладных программ математического анализа. В качестве объекта исследований была рассмотрена передача со следующими параметрами: радиус средней окружности (окружности в основании цилиндрической поверхности, на которой расположены траектории центров масс тел качения) $R = 40$ мм; амплитуда беговых дорожек как периодических кривых, замкнутых на цилиндрической поверхности, $A = 19$ мм; число периодов беговых дорожек, образованных торцовыми кулачками на внутреннем (ведущем) и наружном (ведомом) валах, $Z_1 = 1$, $Z_3 = 4$ соответственно. Передаточное отношение ППТК i принималось равным 5. Каждый промежуточный элемент (ролик) состоял из трех частей с цилиндрическими наружными поверхностями, контактирующими в процессе работы с беговой дорожкой ведущего вала, сепаратора и беговой дорожкой, выполненной в корпусе. Длины этих частей (контактных линий) соответственно принимались равными: $l_{r1} = 4,45$ мм, $l_{r2} = 4,5$ мм, $l_{r3} = 5,6$ мм. Радиусы наружных цилиндрических поверхностей всех ступеней ролика $r_{s1} = r_{s2} = r_{s3} = 6$ мм. Материалом для изготовления всех деталей передачи являлась улучшенная сталь 45. Ее предел текучести $\sigma_T = 360$ МПа

[4, с. 54, табл. 1.1], что соответствует стали без термообработки. Это занижает допускаемые напряжения, однако учитывает возможные перегрузки и повышает коэффициенты запаса прочности.

Рассматривался периодический режим работы с редкими пиковыми перегрузками. Опытный образец данной передачи был изготовлен и испытан с целью определения его КПД. Смазочный материал – консистентная композиция, представляющая собой смесь графита и масла ТАД-17 и закладываемая при сборке. Приведенный коэффициент трения f' , учитывающий сопротивление качению и скольжению, принимался равным 0,05 [5].

Допускаемые напряжения смятия $[\sigma_s] = 25$ МПа принимались как для подвижных шпоночных соединений [4, с. 94]. Допускаемые напряжения среза определялись по формуле $[\tau_N] = 0,2\sigma_T = 78$ МПа согласно [4, с. 55, табл. 1.2] как для болтов, поставленных без зазора при переменной нагрузке. Допускаемые контактные напряжения вычислялись по выражению $[\sigma_H] = 2,8\sigma_T = 1008$ МПа как для зубчатых передач при периодическом режиме работы с кратковременными единичными перегрузками. Допускаемые напряжения изгиба также определялись по методике расчета зубчатых зацеплений, изложенной в [6, с. 186]: $[\sigma_F] = 206$ МПа.

Проводились вычисления действующих напряжений в опасных сечениях при изменении значения вращающего момента на ведомом валу T_2 . При этом анализировалось выполнение условий прочности. Первым было нарушено условие прочности по напряжениям смятия, действующим в контакте «втулка–стержень ролика», при превышении T_2 значения 75 Н·м. При достижении моментом значения 85 Н·м нарушилось условие контактной прочности. Эти два критерия были признаны основными [7], т. к. аналогичная

картина наблюдалась при варьировании геометрическими параметрами элементов передачи. При условии увеличения отношения диаметра стержня ролика к наружному диаметру его втулок более 0,6 критерий контактной прочности будет являться основным.

Напряжения изгиба в материале сепаратора в сечениях между его прорезами определялись как отношение максимального изгибающего момента, равного $0,5N_2 \cdot l_p$ (N_2 – сила, действующая на боковую поверхность паза сепаратора со стороны ролика; l_p – длина пазов сепаратора без учета скругленных участков), к моменту сопротивления сечения, который зависит от диаметра и конструкции втулки ролика, контактирующей с сепаратором. По результатам расчетов устанавливалась высота участка выступа наружных кулачков (от вершины к торцу), на котором в сечениях, перпендикулярных

оси передачи, напряжения изгиба превышают их допустимые значения. Данный участок необходимо срезать при изготовлении кулачка с целью недопуска его скола во время эксплуатации. Критерий изгибной прочности оказался третьим по значимости. Расчеты деталей передачи по напряжениям изгиба и среза выполнялись как проверочные.

В программе ANSYS было проведено компьютерное моделирование нагружения составных элементов ролика с вышеуказанными параметрами. Результаты моделирования представлены на рис. 1...3.

Расхождение между величинами контактных напряжений, напряжений смятия и среза, полученными по теоретическим зависимостям и на основе компьютерного моделирования, составило 4,9, 1,9 и 4,3 % соответственно.

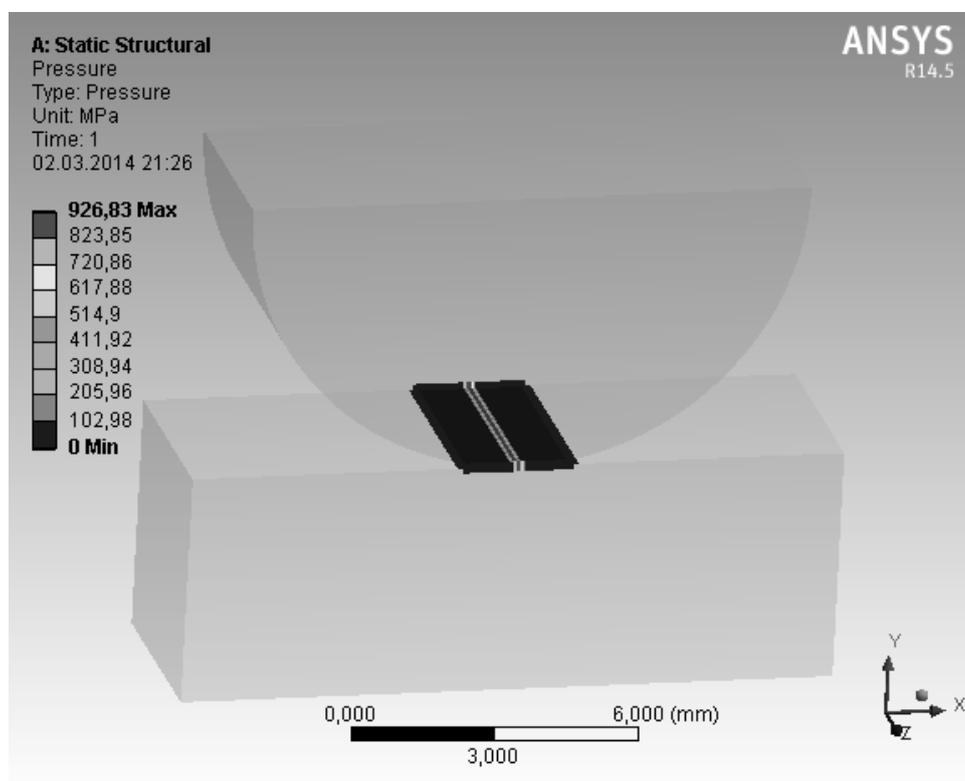


Рис. 1. Результаты компьютерного моделирования для определения контактных напряжений

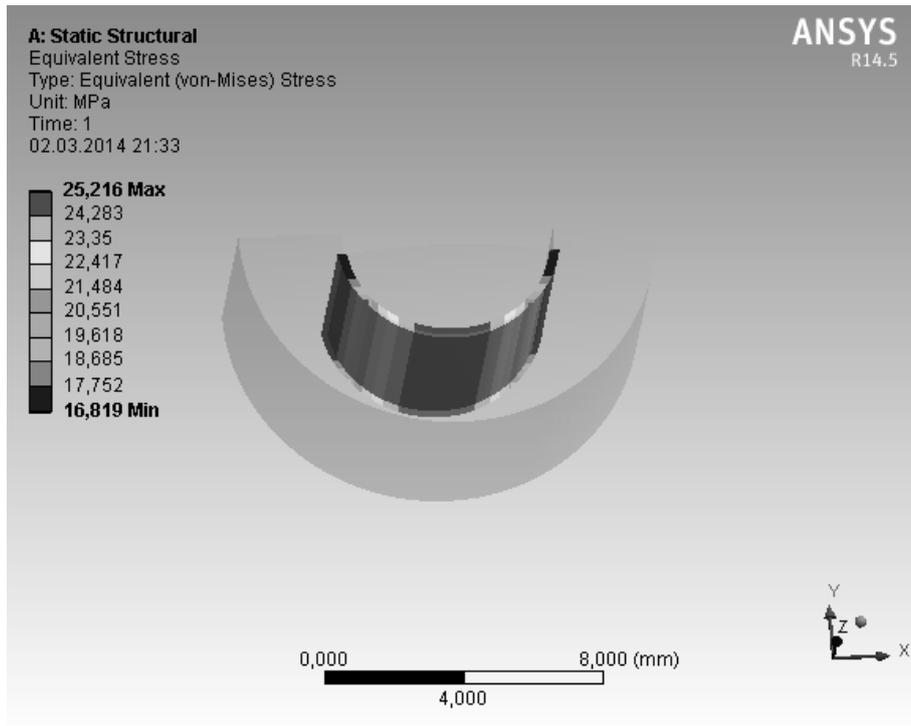


Рис. 2. Результаты компьютерного моделирования для определения напряжений смятия

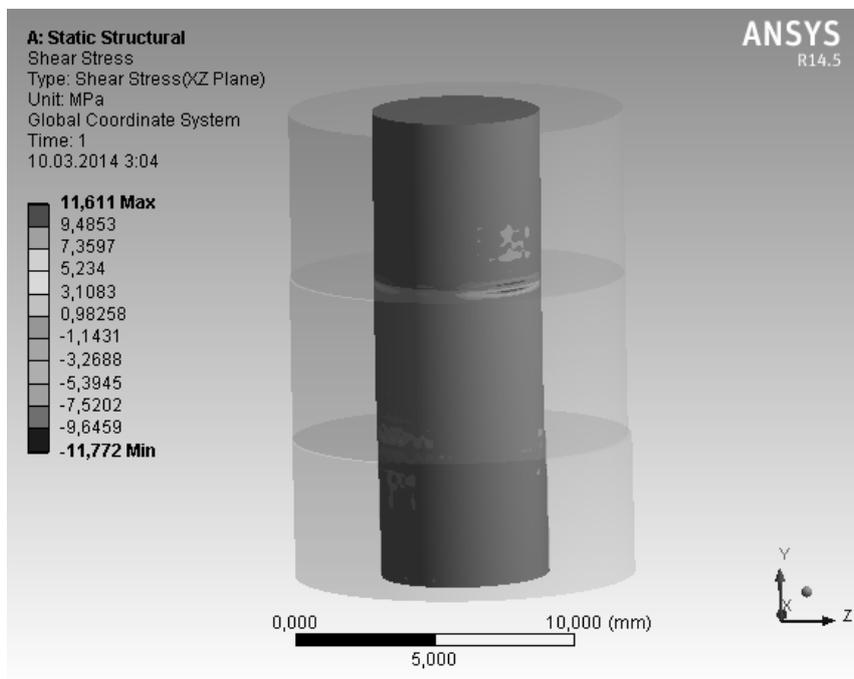


Рис. 3. Результаты компьютерного моделирования для определения напряжений среза

Повышение износостойкости передачи и теоретическая оценка ее ресурса

Износостойкость деталей передачи можно оценить по условию $N_j \cdot v_{skj} \leq [N \cdot v_{sk}]$, где N_j – сила, действующая на тело качения со стороны одного из основных звеньев ППТК: ведущего ($j = 1$), ведомого ($j = 2$) и остановленного ($j = 3$); v_{skj} – скорость скольжения в контакте; $[N \cdot v_{sk}]$ – допускаемое значение комплексного показателя, характеризующее износостойкость рабочих поверхностей кулачков и вала с пазами, Н·м/с.

Долговечность передачи можно повысить путем регулирования положения ее элементов. Регулировка осуществляется для выравнивания нагрузки по потокам (телам качения) для обеспечения лучших условий нагружения для каждого тела качения и для компенсации износа поверхностей ролика и кулачков. В [8] предложено увеличить равномерность распределения нагрузки по телам качения с помощью стальных пластин и прокладок из упругого материала, устанавливаемых в пазах сепара-

тора. Для малогабаритных передач (с диаметром корпуса менее 100 мм) данный способ не подходит, т. к. уменьшает длину контактных линий и усложняет конструкцию сепаратора из-за наличия множества мелких деталей, что снижает надежность.

Регулировка ППТК осуществляется регулированием положения внутренних и наружных кулачков. На рис. 4 показан механизм регулировки внутренних кулачков. Он вносит в конструкцию передачи три дополнительные степени подвижности, обеспечивая самоустановку тел качения в процессе сборки и во время работы механизма. На наружной поверхности ведущего вала 1 выполнен шпоночный паз. Гильза 2 установлена на ведущем валу 1 с помощью шпонки 3. Сквозной паз на внутренней поверхности гильзы позволяет ей осуществлять ограниченные перемещения вдоль оси передачи, благодаря чему беговая дорожка ведущего элемента самоустанавливается, тем самым компенсируя погрешности изготовления и расположения других элементов передачи.

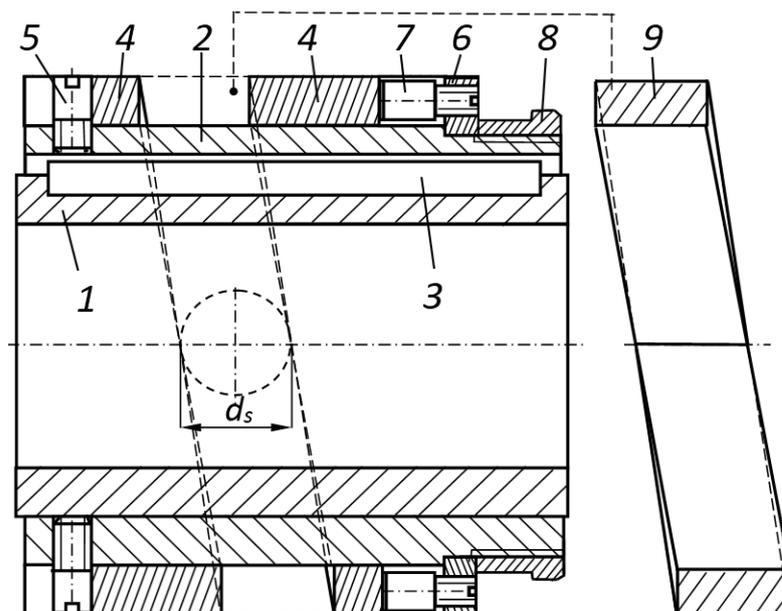


Рис. 4. Механизм регулировки положения внутренних кулачков

В конструкции передачи также предусмотрен механизм регулировки геометрических параметров самой беговой дорожки. Один из внутренних кулачков 4 (левый на рис. 4) устанавливается на гильзу 2 с помощью винтов 5. В реальной конструкции передачи плоскости расположения шпонки 3 и винтов 5 не совпадают, в отличие от рис. 4, где они совмещены для наглядности. Ширина пазов в кулачках 4 равна диаметру винта 5. Таким образом, у левого внутреннего кулачка ограничено перемещение вдоль оси передачи в одном направлении (влево). Вторым кулачок 4 (правый) устанавливается на гильзу 2 и его осевое перемещение вправо ограничивается с помощью кольца 6. В отверстиях кольца 6 расположены регулировочные винты 7, число которых равно числу пазов кулачка 4. Кольцо 6 фиксируется от перемещений и поворота на гильзе 2 с помощью гайки 8.

Регулировка геометрических параметров беговой дорожки осуществляется следующим образом. При первоначальной сборке на месте беговой дорожки устанавливается шаблон 9. Шаблон имеет плоскость разъема, его ширина во всех сечениях плоскостями, проходящими через ось передачи, равна диаметру элемента ролика. Изготовление шаблона целесообразно при выпуске партии передач. Если производство единичное, то можно использовать для

этих целей несколько роликов (с диаметром наружной поверхности d_s), которые впоследствии будут перемещаться по данной дорожке. После установки шаблона и правого кулачка осевое положение последнего фиксируется с помощью винтов 7. Далее шаблон извлекается. Угловое положение правого внутреннего кулачка на гильзе, характеризующее углом поворота в плоскости, перпендикулярной оси передачи, регулируется поворотом кольца 6 с винтами 7. Само кольцо 7 закрепляется с помощью гайки 8. Таким образом, правый наружный кулачок удерживается на ведущем звене благодаря силам трения.

При длительной работе передачи износ рабочих поверхностей кулачков 4 и наружных поверхностей роликов можно компенсировать периодическим перемещением винтов 7.

При сборке наружной беговой дорожки (рис. 5) наружные кулачки 2 устанавливаются в корпусе 1. Положение одного из кулачков (левого), как и в предыдущем случае, фиксируется с помощью винтов 3 с диаметром концевика d_b , равного ширине скругленных пазов кулачка. Вторым кулачок, образующий беговую дорожку, не может удерживаться лишь за счет сил трения, т. к. момент на корпусе в несколько раз превышает момент на ведущем звене. Поэтому винты 3 устанавливаются и в пазы правого кулачка.

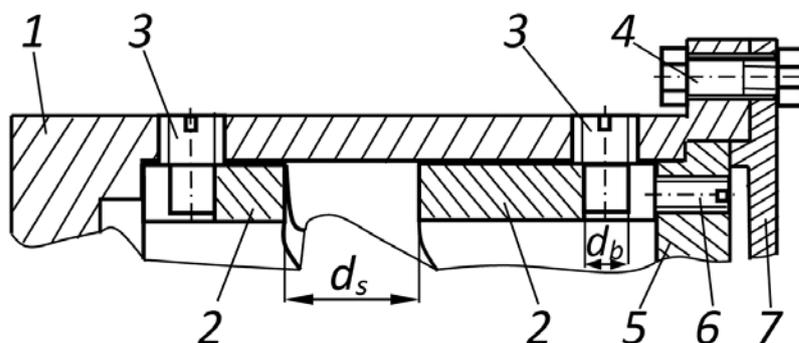


Рис. 5. Механизм регулировки положения наружных кулачков

Однако ширина этих пазов делается на несколько миллиметров больше, чем диаметр d_b , для возможности регулировки углового положения кулачка. Дополнительная фиксация осуществляется за счет сил трения между наружной поверхностью кулачка и торцевой поверхностью ступени винта с резьбовой поверхностью.

Осевое положение кулачков регулируется винтами 6, установленными в диске 5. Диск 5 также может изменять угловое положение относительно оси передачи. Он стопорится в корпусе с помощью крышки 7 и болтовых соединений 4. Плоскости расположения осей винтов 3 и 6 в реальной конструкции не совпадают. Механизм регулировки положения наружных кулачков нельзя назвать совершенным, т. к. один из кулачков удерживается от поворота в корпусе за счет сил трения, однако применение более точных механизмов усложняет конструкцию передачи и приводит к значительному увеличению ее габаритных размеров.

Следует отметить, что компенсация износа рабочих поверхностей взаимодействующих тел недостижима в других видах передач, например, в зубчатых и червячных, без применения сложных механизмов изменения межосевого расстояния.

Таким образом, износ беговых дорожек и наружных поверхностей тел качения не будет являться фактором, определяющим долговечность передачи, т. к. в конструктивных схемах ППТК предусмотрены механизмы компенсации такого износа. В связи с этим ресурс определяется исходя из износостойкости поверхностей элементов промежуточного тела (поверхности стержня и внутренней поверхности втулок) и контактной прочности деталей, как и было предположено в [7].

Необходимо исследовать износостойкость сопряжения «стержень ролика-втулка», причем рассматривается втулка ролика, контактирующая с сепаратором, как наиболее нагруженная. В качестве критерия работоспособности принимается радиальный зазор в сопряжении. В начальный момент времени зазор $\Delta(0)$ определяется как половина среднего значения зазора в сопряжении по скользящей посадке $h6/H6$, соответственно, предельно допустимый зазор Δ^* – как половина среднего значения зазора в сопряжении по посадке $h9/H9$.

Долговечность сопряжения характеризуется числом оборотов n_{rl} , при котором будет достигнут предельно допустимый зазор Δ^* [9, с. 379]:

$$n_{rl} = \frac{\Theta^{m_0}}{K_{fz} \cdot (1 + \varepsilon) \cdot \varepsilon^{m_0-1} \cdot Q^{\frac{m_0+1}{2}}} \times \int_0^{y^*} \left(\frac{1 - \varepsilon \cdot y}{1 + y} \right)^{\frac{m_0-1}{2}} dy, \quad (1)$$

где y^* – коэффициент, $y^* = \Delta^*/\Delta(0) - 1$; ε – коэффициент относительного зазора; K_{fz} , m_0 – параметры элементарного закона изнашивания, определяющие закономерности фрикционного разрушения, развивающиеся на микроплощадках контакта шероховатых тел; Θ – параметр, зависящий от свойств материалов контактирующих тел, МПа^{-1} ; Q – коэффициент, зависящий от свойств материалов контактирующих тел.

В свою очередь,

$$\varepsilon = \frac{\Delta(0)}{r_{0s2}(0)}; \quad \Theta = \frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2};$$

$$Q = \frac{\rho_F \cdot \Theta}{\pi \cdot (1 + \varepsilon) \cdot \varepsilon \cdot r_{0s2}(0)}, \quad (2)$$

где $r_{0s2}(0)$ – радиус стержня в начальный момент времени, мм; E_1 , E_2 – модули упругости материала, МПа; μ_1 , μ_2 – коэффициенты Пуассона; ρ_F – удельная нагрузка, Н/мм.

Удельная нагрузка определяется по формуле $\rho_F = N_2 / l_{r2k}$, где N_2 – сила, дей-

ствующая в контакте промежуточного тела и сепаратора (как наиболее нагруженного элемента передачи); l_{r2k} – длина контактной линии (высота втулок ролика, контактирующих с сепаратором).

Было получено численное решение уравнения (1) для передачи с наружным диаметром корпуса 100 мм и передаточным отношением, равным 5. При этом для стержня ролика с диаметром $d_{s0} = 6...10$ мм $l_{r2k} = 4,5$ мм, $\Delta^* = 15$ мкм и $\Delta(0) = 5$ мкм. Для стальных деталей $E_1 = E_2 = 2 \cdot 10^5$ МПа, $\mu_1 = \mu_2 = 0,3$, $m_0 = 2,5$, $K_{fz} = 4,8 \cdot 10^{-12}$. При значении момента M_2 на ведомом валу редуктора, равном 200 Н·м, с использованием графика [9, с. 380, рис. 8] получено значение $n_{r1} = 91 \cdot 10^6$.

Отношение частоты вращения ведущего вала n_1 к частоте вращения втулки тела качения относительно собственной оси n_{02} является постоянным, т. к. постоянно соотношение угловых скоростей ω_1 и ω_{02} . Это следует из результатов проведенного ранее кинематического анализа передачи [10]. Для передачи с параметрами, приведенными выше, данное отношение $n_1/n_{02} = \omega_1/\omega_{02} = 0,519$.

Таким образом, предельное число оборотов ведущего вала передачи можно найти по формуле $n_{lim} = (\omega_1/\omega_{02}) \cdot n_{r1}$. По расчетам данное значение составило $45,1 \cdot 10^6$, что немногим больше базового числа циклов $N_0 = 44 \cdot 10^6$ для зубчатых передач с твердостью поверхности зубьев 40 HRC [4, с. 196 табл. 14.8]. Следовательно, долговечность ППТК будет определяться контактной прочностью и соответствовать долговечности зубчатых передач при аналогичных режимах нагружения, применяемых материалах и их термообработке [12].

На основе методологии создания ППТК [2] в системе Mathcad была разработана программа для автоматизации расчета и проектирования данных передач, с помощью которой была рассчита-

на и спроектирована ППТК для сопоставления ее характеристик с планетарной зубчатой передачей при одинаковых материалах изготовления деталей и режимах нагружения.

Результаты расчета планетарной зубчатой передачи (одноступенчатой, трехсателлитной, сконструированной по схеме 2К-Н) приведены в примере 2 [11, с. 204–205]. Материалы изготовления деталей – сталь 12Х2Н4А после цементации на твердость активных поверхностей зубьев 58...61 HRC. Степень точности – 7-я по нормам плавности. Нагрузка близка к постоянной, срок службы – длительный. Частота вращения ведущего вала 1500 мин^{-1} , крутящий момент на ведомом валу 600 Н·м, заданное передаточное отношение $i = 6$. Г. Б. Иосилевичем [11, с. 205] получены следующие результаты: делительный диаметр центрального неподвижного колеса составил 200 мм, ширина зубчатых колес равна 24 мм, диаметр делительной окружности солнечного центрального колеса – 40 мм. Результаты расчета по программе с теми же исходными данными показали, что заданную мощность 16...20 кВт (в зависимости от КПД передачи 0,72...0,85) при указанных режимах нагружения может передать ППТК цилиндрического типа (траектории центров масс тел качения расположены на цилиндрической поверхности) с диаметром корпуса 150 мм и центральным отверстием диаметром 60 мм. Удельная передаваемая мощность (на единицу площади поперечного сечения) у ППТК (при рассчитанном КПД = 0,749) составила 793 кВт/м^2 , у планетарной зубчатой передачи – 428 кВт/м^2 . При учете возможности проектирования центрального отверстия у данной передачи с максимальным диаметром 30 мм (т. к. делительный диаметр солнечной шестерни равен 40 мм) и принятом КПД = 0,98 коэффициент равен 437 кВт/м^2 .

Выводы

Таким образом, энергоэффективность ППТК по указанному критерию на 81...85 % выше. Расчеты передач различных типоразмеров с передаточными отношениями 2...12 показали, что применение ППТК позволяет снизить радиальные размеры, по сравнению с одноступенчатой планетарной зубчатой передачей (спроектированной по схеме 2К–Н), на 26...30 %, улучшив в результате компоновочные свойства проектируемых механизмов. Установлено, что основными критериями прочности являются напряжения смятия, возникающие в контакте элементов ро-

ликов, и контактные напряжения в паре «втулка ролика–сепаратор», а главным фактором, определяющим долговечность исследуемых ППТК, будет контактная прочность рабочих поверхностей кулачков. Это обосновано тем, что износ наружных поверхностей элементов качения и рабочих поверхностей кулачков можно компенсировать регулировкой передачи, а при износе поверхностей пар «стержень ролика–втулка» они без значительных финансовых и временных потерь при периодическом осмотре передач могут быть заменены на новые.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Лустенков, М. Е.** Передачи с промежуточными телами качения: определение и минимизации потерь мощности: монография / М. Е. Лустенков. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2010. – 274 с. : ил.
2. Методология расчета и проектирования передач с составными промежуточными телами качения / И. С. Сазонов, М. Е. Лустенков, А. П. Прудников, Е. С. Фитцова // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2014. – № 2 (43). – С. 60–70.
3. Исследование износа составных роликов в передачах с промежуточными телами качения / И. С. Сазонов, А. П. Прудников, М. Е. Лустенков, Е. С. Фитцова // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2015. – № 2 (47). – С. 58–67.
4. **Иванов, М. Н.** Детали машин : учебник для машиностроительных спец. вузов / М. Н. Иванов, В. А. Финогенов. – 10-е изд., испр. – М. : Высш. шк., 2006. – 408 с. : ил.
5. **Лустенков, М. Е.** Теоретическое и экспериментальное обоснование коэффициентов трения в передачах с промежуточными телами качения / М. Е. Лустенков, И. С. Сазонов // Изв. НАН Беларуси. Сер. физико-технических наук. – 2015. – № 1. – С. 45–51.
6. **Решетов, Д. Н.** Детали машин : учебник для студентов машиностроительных и механических спец. вузов / Д. Н. Решетов. – 4-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1989. – 496 с. : ил.
7. **Lustenkov, M. E.** Strength calculations for cylindrical transmissions with compound intermediate rolling elements / M. E. Lustenkov // Int. J. of Mechanisms and Robotic Systems. – 2015. – Vol. 2, № 2. – P. 111–121.
8. Совершенствование конструкции передач с промежуточными телами качения / И. С. Сазонов, М. Е. Лустенков, А. П. Прудников, Е. С. Фитцова // Горная механика и машиностроение. – 2012. – № 1. – С. 74–83.
9. **Крагельский, И. В.** Основы расчетов на трение и износ / И. В. Крагельский, М. Н. Добычин, В. С. Комбалов. – М. : Машиностроение, 1977. – 526 с. : ил.
10. **Лустенков, М. Е.** Кинематический метод определения КПД передач с промежуточными телами качения / М. Е. Лустенков // Вестн. Евразийского нац. ун-та им. Л. Н. Гумилева. – 2013. – № 4 (95). – С. 265–273.
11. **Иосилевич, Г. Б.** Детали машин : учебник для студентов машиностроительных спец. вузов / Г. Б. Иосилевич. – М. : Машиностроение, 1988. – 368 с. : ил.
12. **Лустенков, М. Е.** Оценка ресурса и нагрузочной способности передач с составными промежуточными элементами / М. Е. Лустенков, И. С. Сазонов // Актуальные вопросы машиноведения : сб. науч. тр. – Минск, 2014. – Вып. 3. – С. 189–191.

Статья сдана в редакцию 28 сентября 2015 года

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

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

УДК 621.91.01

В. М. Пашкевич, М. Н. Миронова

**ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ФАКТОРОВ
НА ТОЧНОСТЬ РАСПОЛОЖЕНИЯ ОСЕЙ ОБРАБАТЫВАЕМЫХ ОТВЕРСТИЙ**

UDC 621.91.01

V. M. Pashkevich, M. N. Mironova

**INFLUENCE OF DESIGN-ENGINEERING FACTORS ON THE ACCURACY OF
LOCATION OF AXES OF PROCESSED OPENINGS**

Аннотация

Рассмотрены вопросы обеспечения точности расположения осей обрабатываемых отверстий. Использован подход, базирующийся на технологиях функциональных семантических сетей. Проведен анализ влияния конструктивно-технологических факторов на точность расположения осей обрабатываемых отверстий. Определена степень влияния составляющих на суммарную погрешность обработки отверстий.

Ключевые слова:

точность расположения осей обрабатываемых отверстий, искусственный интеллект, функциональные семантические сети.

Abstract

The issues of ensuring the accuracy of location of axes of processed openings are considered in this article. The approach is used which is based on the technologies of functional semantic networks. The influence of design-engineering factors on the accuracy of location of axes of processed openings has been analyzed. The extent of influence of components on the total error of openings processing has been defined.

Key words:

accuracy of location of axes of processed openings, artificial intelligence, functional semantic networks.

Для эффективного управления точностью механической обработки требуются знания о взаимосвязях между параметрами технологического процесса и степени их влияния на суммарную погрешность обработки. Выявление таких взаимосвязей возможно на основе подхода, базирующегося на технологиях функциональных семантических сетей, позволяющего обеспечить точность механической обработки на основе решения задачи многофакторной оптимизации [1].

Оптимизация параметров технологического процесса на семантической сети в рассматриваемом случае сводит-

ся к тому, чтобы, используя функциональные зависимости, определить значения параметров, при которых обеспечивался бы максимальный запас точности.

Для реализации описанной методологии была создана интеллектуальная система SEMANTIC, осуществляющая управление точностью механической обработки [2]. С ее помощью были исследованы степени влияния конструктивно-технологических факторов на точность расположения осей обрабатываемых отверстий.

Влияние параметров рассматривалось применительно к условиям обра-

ботки отверстия на вертикально-сверлильном станке жестко закрепленным инструментом, направляемым

втулками стационарной кондукторной плиты (рис. 1).

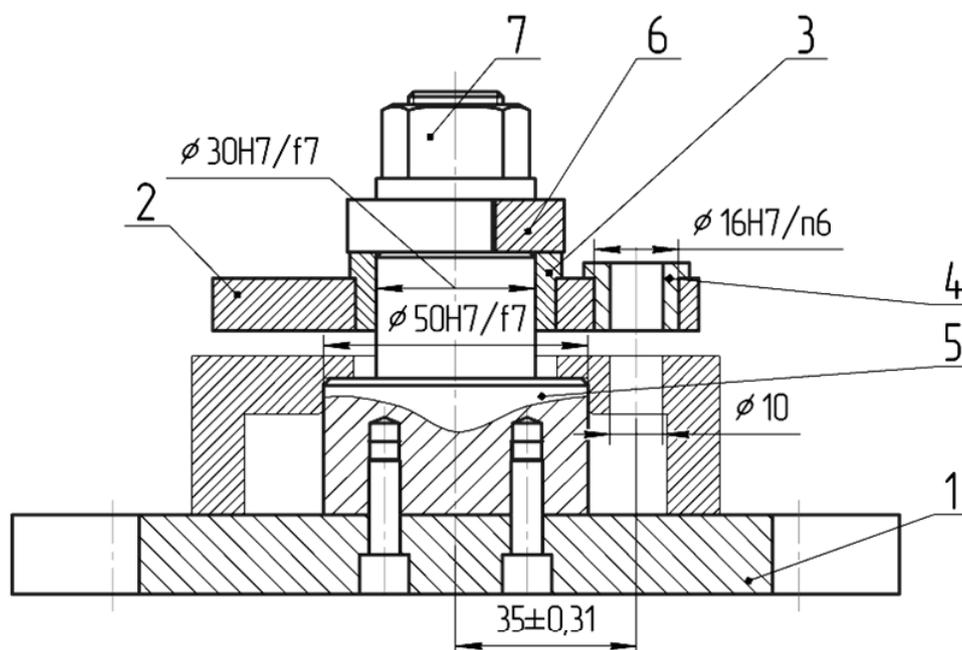


Рис. 1. Схема базирования заготовки в приспособлении на вертикально-сверлильной операции: 1 – основание; 2 – плита; 3 – втулка; 4 – кондукторная втулка; 5 – ось; 6 – быстросъемная шайба; 7 – гайка

Исходные данные, принятые в работе: допуск на расположение оси обрабатываемого отверстия $T_{обр} = 620$ мкм; допуск базовой поверхности заготовки $TD = 25$ мкм; твердость материала заготовки по Бринеллю – 241 НВ; диаметр инструмента $D_{ин} = 10$ мм; погрешность станка $\varepsilon_{ст} = 2$ мкм; погрешность приспособления $\varepsilon_{пр} = 218$ мкм; длина обрабатываемого отверстия $L = 24$ мм; количество деталей в настроечной партии, обрабатываемой в период между подналадками станка, $Nd = 50$; стойкость инструмента $T = 25$ мин; подача инструмента $S = 0,28$ мм/об; длина кондукторной втулки $L_{вт} = 12$ мм; расстояние от поверхности заготовки до кондукторной втулки $L_{zv} = 5$ мм; максимальный зазор между шпонкой и Т-образным пазом станка $S_{shp} = 0,025$ мм; поле допуска на величину обратной конусности $T_k = 0,06$ мм; поле допуска на размер

отверстия сменной втулки $TA = 0,011$ мм; поле допуска на размер направляющей части инструмента $TB = 0,027$ мм; погрешность размеров между осью шпинделя и базовыми элементами приспособления $\delta = 0,050$ мм; зазор в сопряжении «втулка–инструмент» $S_1 = 0,017$ мм.

В результате исследований была ранжирована степень влияния ряда составляющих на суммарную погрешность обработки концевым инструментом (рис. 2).

Из рис. 2 видно, что наибольшее влияние на суммарную погрешность обработки оказывает погрешность приспособления (40...70 %), а наименьшее – погрешность, обусловленная упругими смещениями оси концевой инструмента (0,5...10 %).

Таким образом, наиболее эффективным методом управления суммарной погрешностью расположения осей об-

рабатываемых отверстий является изменение конструктивно-технологических параметров инструментальной наладки и узла направления инструмента (зазора в сопряжении «втулка–инструмент», длины кондукторной втулки, биения инструментальной наладки и др.), погрешности установки заготов-

ки, характера и интенсивности износа втулок и т. д, а задачу проектирования станочного приспособления следует рассматривать как подзадачу обеспечения точности положения отверстия. Наиболее эффективно такая задача решается при использовании функциональных семантических сетей.

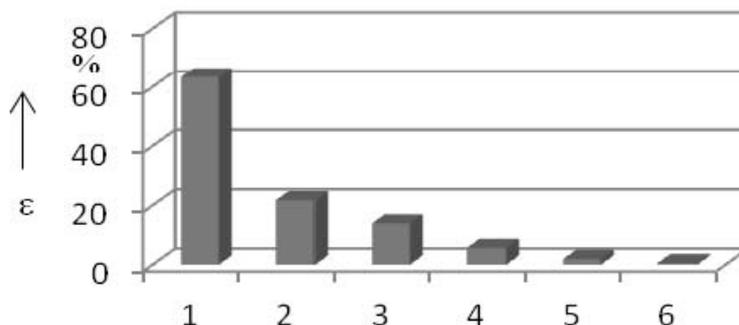


Рис. 2. Относительные степени влияния ε составляющих на суммарную погрешность обработки концевым инструментом: 1 – погрешность приспособления; 2 – погрешность станка; 3 – погрешность, обусловленная геометрическим смещением оси концевого инструмента; 4 – погрешность базирования; 5 – погрешность, связанная с температурными деформациями; 6 – погрешность, обусловленная упругими смещениями оси концевого инструмента

В результате исследований были получены зависимости погрешностей расположения осей обрабатываемых отверстий от комплекса конструктивно-технологических параметров, при этом влияние последних рассматривалось применительно к величине суммарной

погрешности обработки.

На рис. 3 представлена зависимость суммарной погрешности обработки (величины смещения оси отверстия) от допуска на диаметр базового отверстия заготовки.

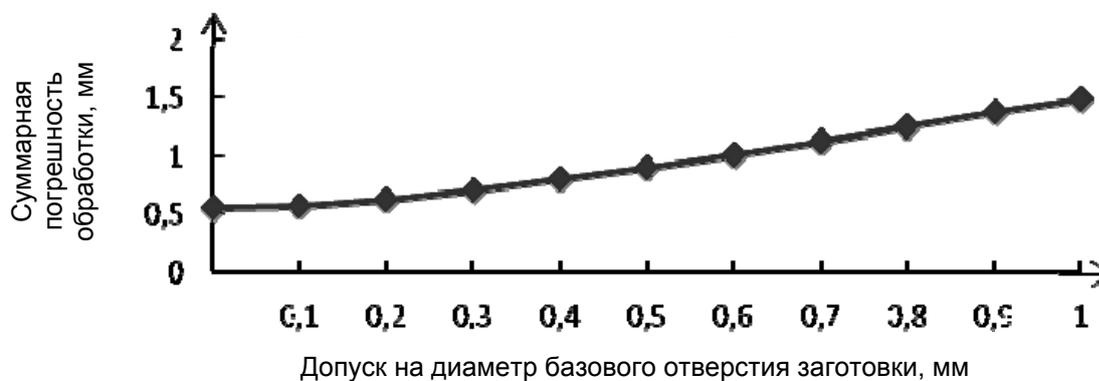


Рис. 3. Зависимость смещения оси отверстия от допуска на диаметр базового отверстия заготовки

Согласно рис. 3, обработка базового отверстия заготовки с точностью грубее 10-го качества несущественно влияет на суммарную погрешность обработки, а при изменении допуска на диаметр базового отверстия заготовки с 14 по 11 качество погрешность обработки уменьшается на 62 % (на 0,557 мм). Кроме того, обеспечение высокой точности базового отверстия заготовки приведет к дополнительным

затратам, а точность суммарной обработки существенно не повысится.

Увеличение зазора между шпонкой и Т-образным пазом станка приводит к увеличению погрешности расположения осей обрабатываемых отверстий (рис. 4). Рекомендуется выдерживать зазор менее 0,04 мм, т. к. при такой величине он не оказывает значительного влияния на точность расположения оси отверстия.

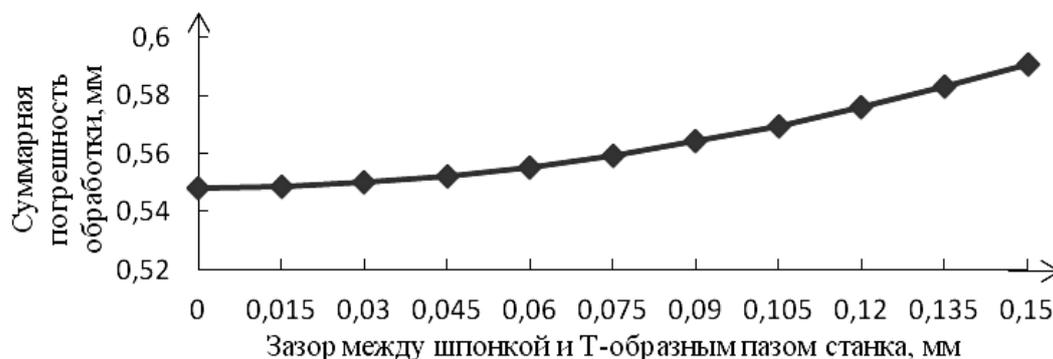


Рис. 4. Зависимость смещения оси отверстия от зазора между шпонкой и Т-образным пазом станка

Зависимость смещения оси отверстия от длины образующей заготовки, по которой происходит контакт с базовыми элементами приспособления (рис. 5), позволяет определить оптимальную длину контакта. При этом дос-

точно резко снижается степень влияния последней на точность расположения оси отверстия. В связи с этим следует рекомендовать длину контакта не менее 70 мм.

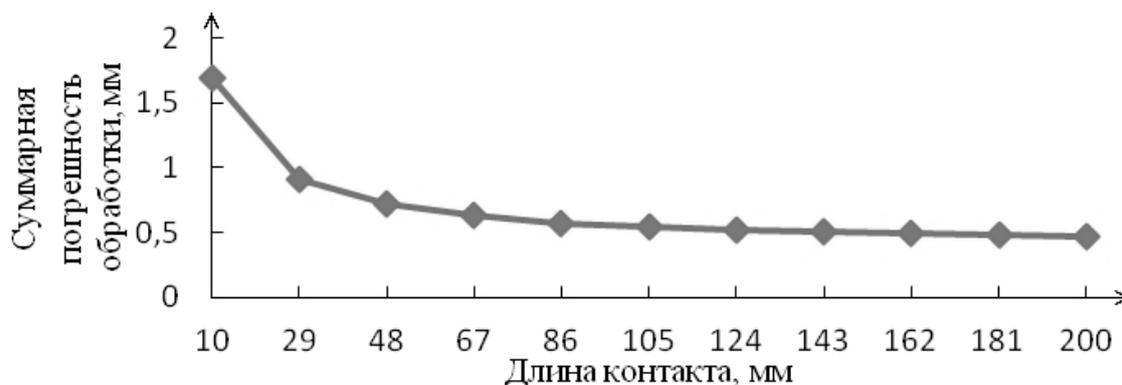


Рис. 5. Зависимость смещения оси отверстия от длины образующей заготовки

Рекомендуется не допускать увеличение износа установочных элементов приспособления свыше 0,06 мм, т. к. это приводит к значительному росту погрешности расположения осей отверстия (рис. 6). При увеличении износа свыше 0,3 мм погрешность расположе-

ния оси отверстия превышает погрешность, возникающую при использовании нового приспособления, на 0,151 мм, что резко снижает точность выполняемого размера ($35 \pm 0,31$) мм более чем на три качества.

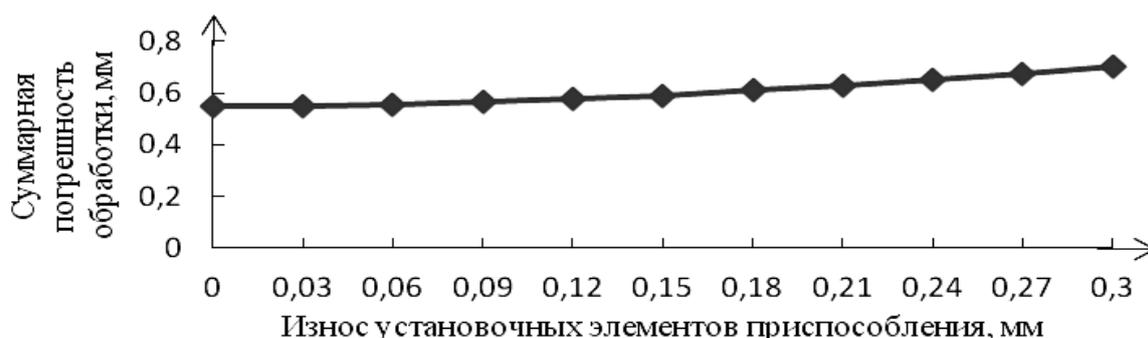


Рис. 6. Зависимость смещения оси отверстия от износа установочных элементов приспособления

Установлено, что допуск на величину обратной конусности сверла почти не влияет на погрешность расположения осей обрабатываемых отверстий

(рис. 7), т. к. даже при увеличении поля допуска с 0,015 до 0,15 мм погрешность расположения осей обрабатываемых отверстий изменяется всего на 4,4 мкм.

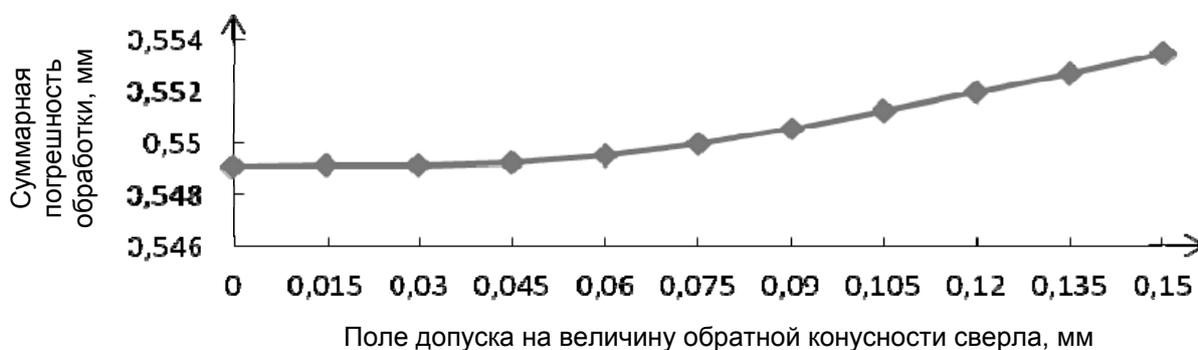


Рис. 7. Зависимость смещения оси отверстия от поля допуска на величину обратной конусности сверла

Количество установов незначительно влияет на смещение оси обрабатываемого отверстия (рис. 8), поэтому нет необходимости в частой замене установочных элементов станочных приспособлений.

В связи с этим величины допуска на величину обратной конусности свер-

ла и число установов заготовок не следует рассматривать при оптимизации параметров технологической системы в качестве управляемых.

Зависимость смещения оси отверстия от диаметра инструмента (рис. 9) позволяет рекомендовать значение исследуемого параметра, обеспечивающее

минимальную суммарную погрешность. Данное условие выполняется для сверл

диаметром 5...12 мм применительно к рассматриваемым условиям обработки.

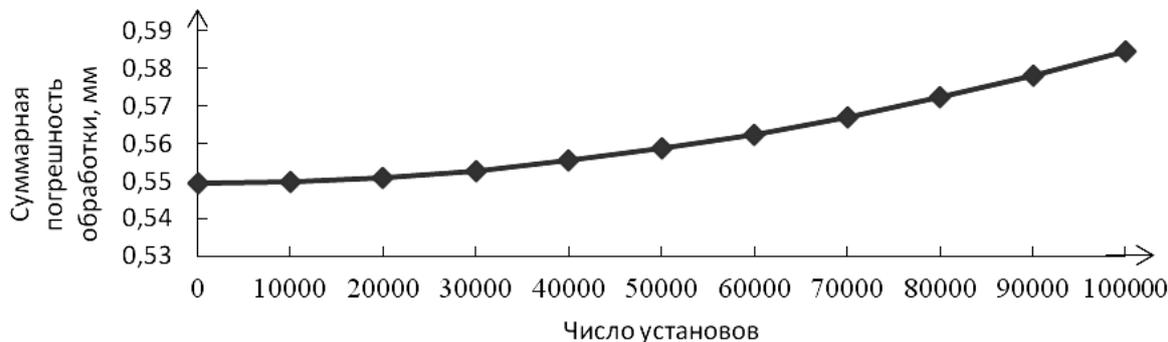


Рис. 8. Зависимость смещения оси отверстия от числа установов

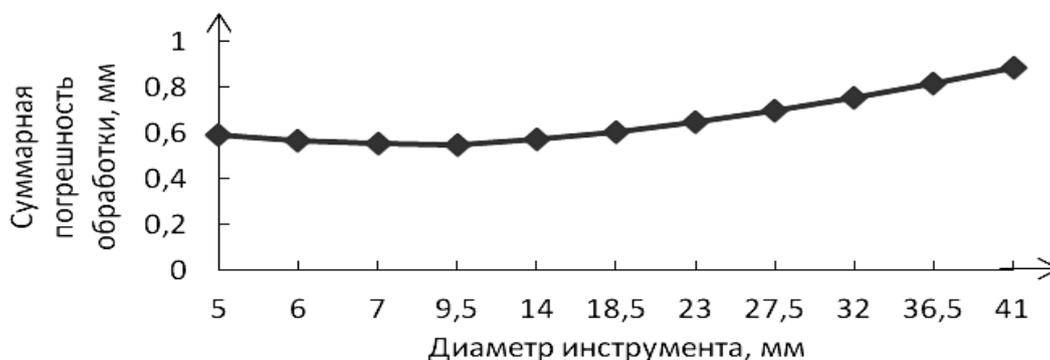


Рис. 9. Зависимость смещения оси отверстия от диаметра инструмента

Установлено, что суммарная погрешность расположения оси отверстия при увеличении поля допуска на размер отверстия сменной втулки (рис. 10), поля допуска на размер направляющей

части инструмента (рис. 11), диаметрального зазора между кондукторной втулкой и инструментом (рис. 12) возрастает по зависимостям, близким к линейным.

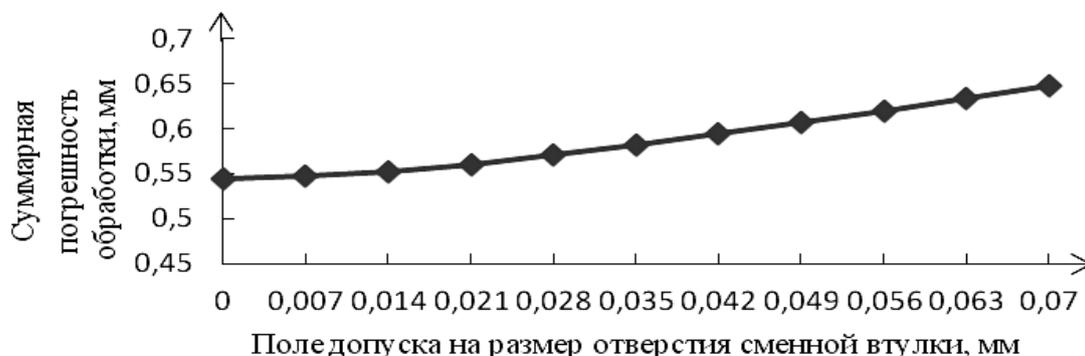


Рис. 10. Зависимость смещения оси отверстия от поля допуска на размер отверстия сменной втулки

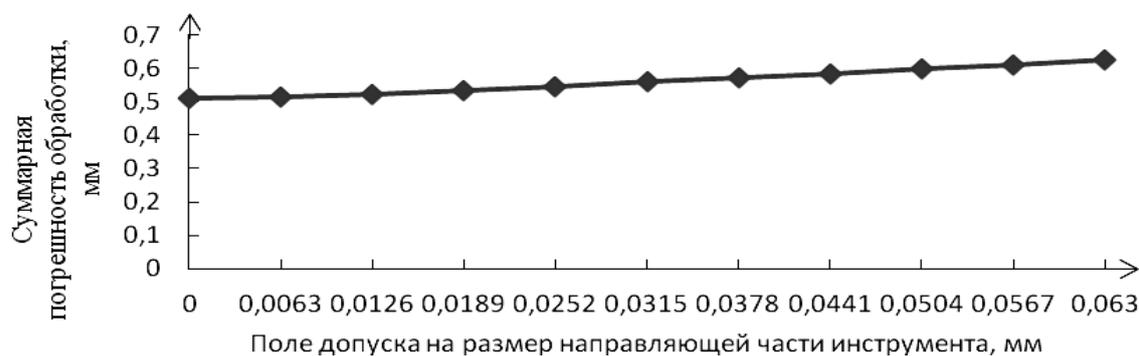


Рис. 11. Зависимость смещения оси отверстия от поля допуска на размер направляющей части инструмента

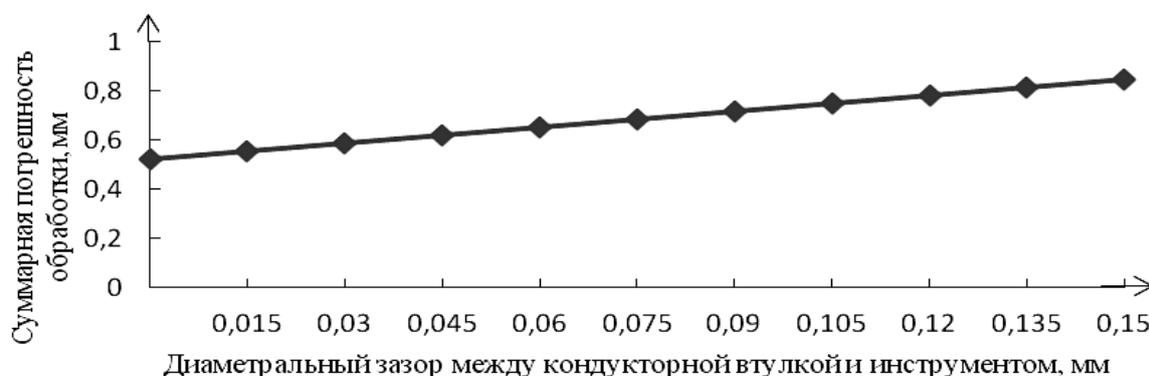


Рис. 12. Зависимость смещения оси отверстия от диаметрального зазора между кондукторной втулкой и инструментом

Для ликвидации этой погрешности рекомендуются следующие значения параметров: допуск на размер отверстия сменной втулки не должен превышать 0,05 мм; допуск на размер направляющей части инструмента – не более 0,01 мм; диаметральный зазор между кондукторной втулкой и инструментом – не более 0,01 мм.

Увеличение зазора между сменной и постоянной втулками также приводит к увеличению смещения оси отверстия (рис. 13), при этом желательно, чтобы такой зазор не превышал величины 0,02 мм, при которой его влияние на суммарную погрешность станет заметным.

Установлено, что зависимость величины смещения оси отверстия от несоосности наружной и внутренней по-

верхностей сменной втулки имеет линейный вид (рис. 14). При увеличении несоосности на 5 мкм, смещение оси увеличивается в среднем также на 5 мкм. Рекомендуется не допускать несоосность свыше 0,02 мм.

Зависимость смещения оси отверстия от длины сменной втулки позволяет определить длину, при которой почти исчезает влияние на точность расположения оси отверстия. Эту длину и следует считать оптимальной для обеспечения точности расположения оси отверстия, т. к. дальнейшее увеличение длины втулки нецелесообразно (рис. 15).

Износ сменной втулки приводит к увеличению погрешности расположения осей обрабатываемых отверстий (рис. 16).

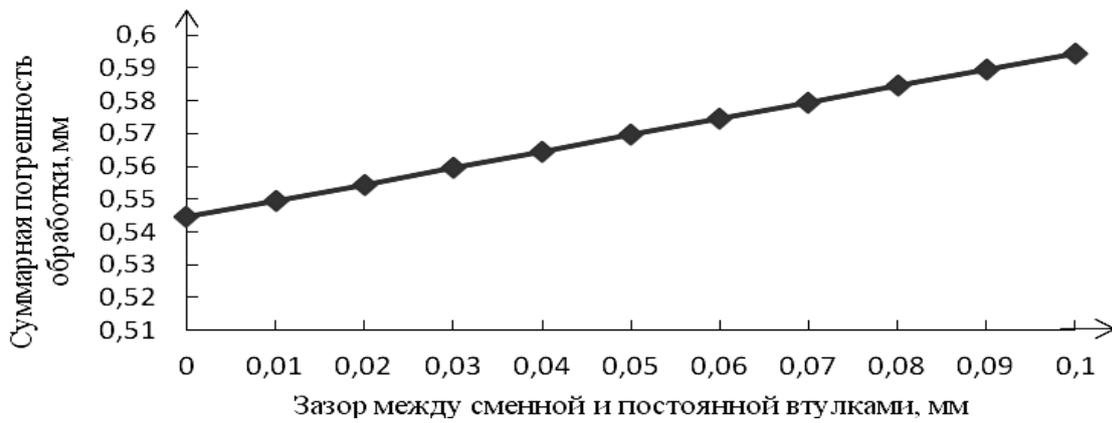


Рис. 13. Зависимость смещения оси отверстия от зазора между сменной и постоянной втулками

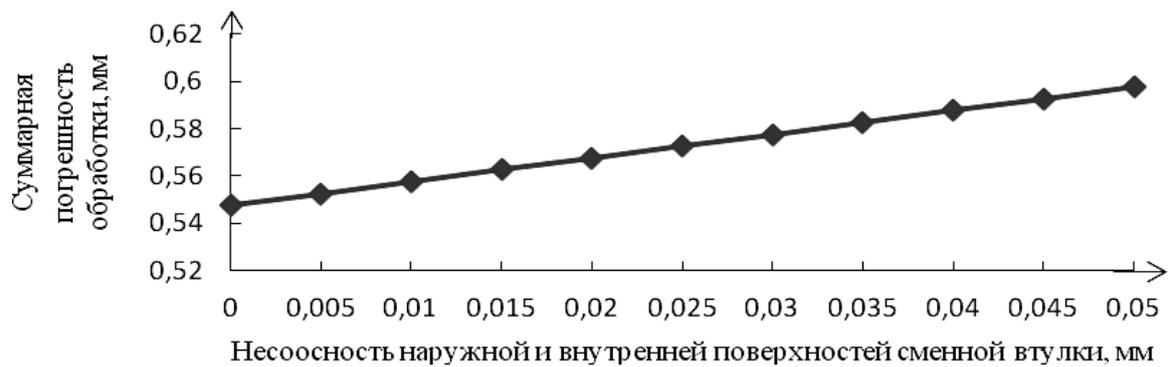


Рис. 14. Зависимость смещения оси отверстия от несоосности наружной и внутренней поверхностей сменной втулки

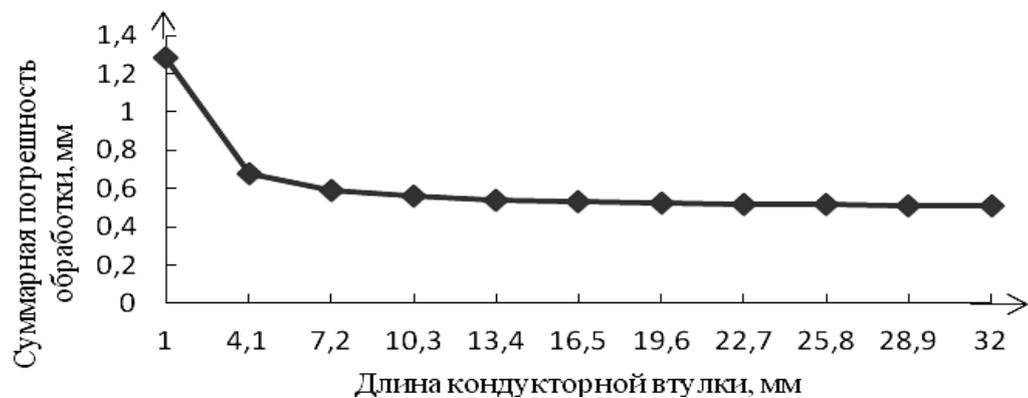


Рис. 15. Зависимость смещения оси отверстия от длины кондукторной втулки

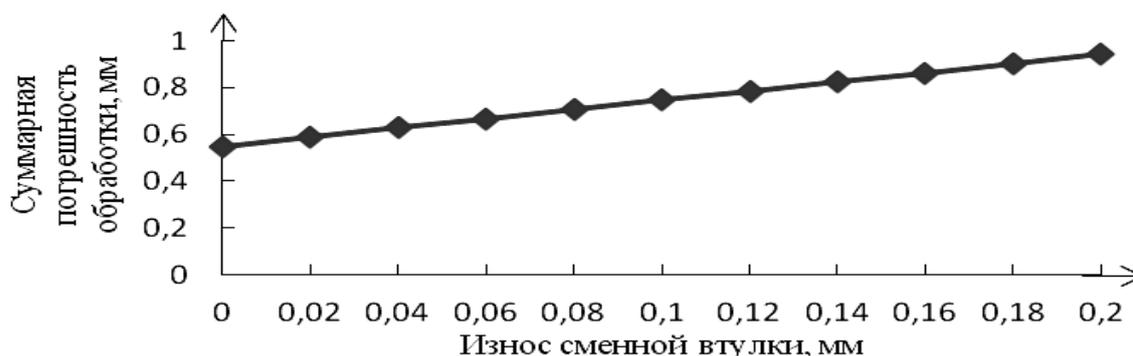


Рис. 16. Зависимость смещения оси отверстия от износа сменной втулки

Так, при износе, равном 0,02 мм, смещение оси отверстия больше смещения, возникающего при использовании новой втулки, на 0,039 мм, что соответствует ухудшению точности выполняемого размера более чем на один квалитет. При более грубом допуске выполняемого размера, соответствующем 11 квалитету, износ втулки мало влияет на погрешность смещения оси отвер-

стия. Рекомендуется не допускать износа втулки свыше 0,01 мм.

Установлено, что с увеличением периода стойкости инструмента погрешность расположения осей обрабатываемых отверстий уменьшается незначительно (рис. 17), поэтому его не следует рассматривать в качестве управляемого параметра.

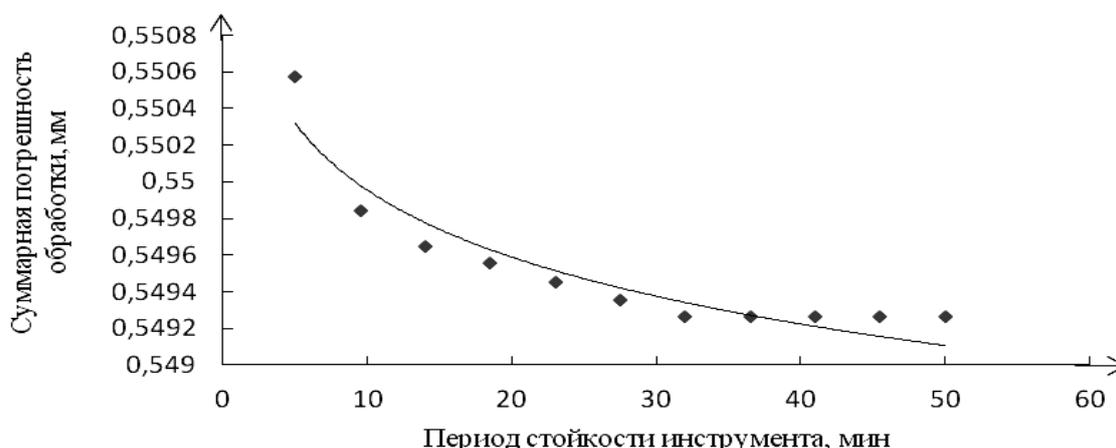


Рис. 17. Зависимость смещения оси отверстия от периода стойкости инструмента

Увеличение подачи инструмента приводит к росту погрешности расположения осей обрабатываемых отверстий (рис. 18). Так, при изменении подачи с 0,1 до 0,3 мм/об погрешность расположения осей обрабатываемых

отверстий увеличивается на 0,048 мм. В наименьшей степени влияют на суммарную погрешность подачи в интервале 0,1...0,18 мм/об.

Зависимость, представленная на рис. 19, позволяет рекомендовать вели-

чину неравномерности припуска на обработку, при превышении которой увеличивается степень его влияния на точность расположения оси отверстия, не более 0,2 мм.

Ширина среза, превышающая 3 мм, почти не влияет на точность расположения оси отверстия (рис. 20), однако довольно заметно ее влияние при малых значениях.

Скорость резания незначительно влияет на смещение оси обрабатываемого отверстия (рис. 21), т. к. увеличение скорости резания с 5 до 35 м/мин приводит к изменению смещения оси отверстия на 0,015 мм. Очевидно, что данный параметр следует считать управляемым только при повышенных требованиях к точности расположения обрабатываемых отверстий (точнее 8 качества).

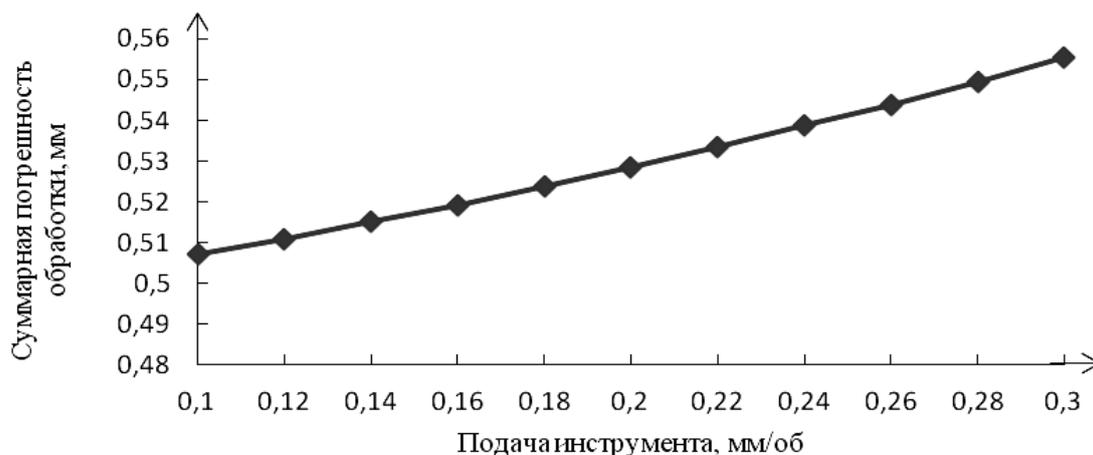


Рис. 18. Зависимость смещения оси отверстия от подачи инструмента

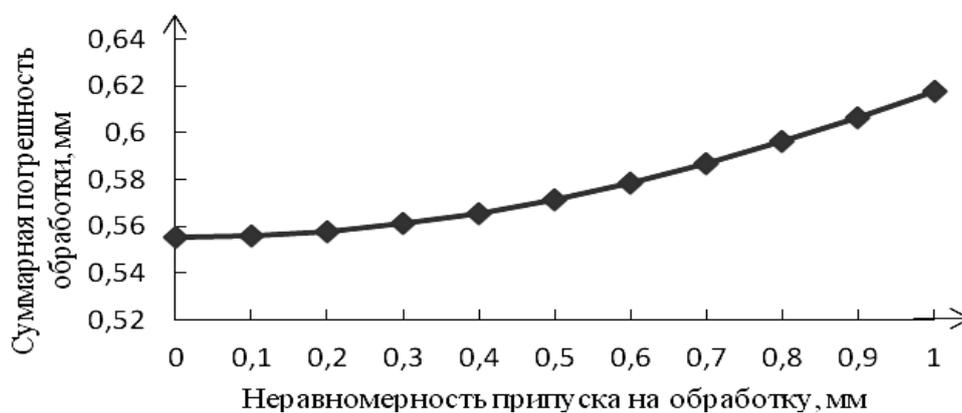


Рис. 19. Зависимость смещения оси отверстия от величины неравномерности припуска на обработку

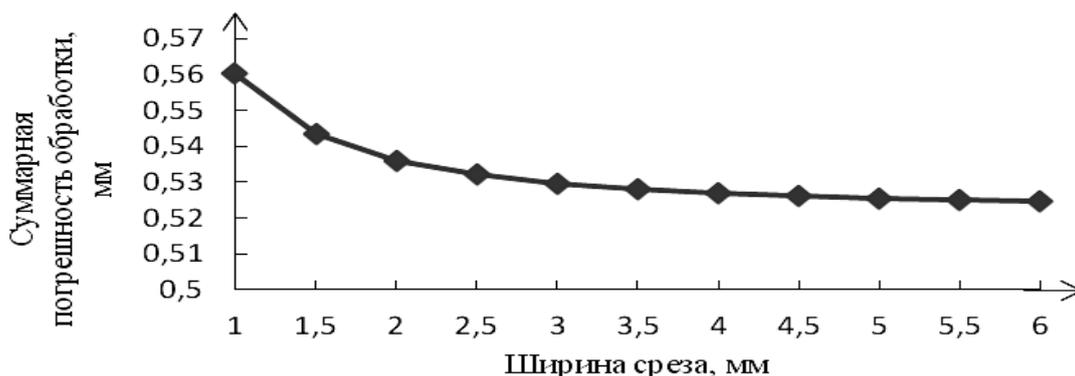


Рис. 20. Зависимость смещения оси отверстия от ширины среза

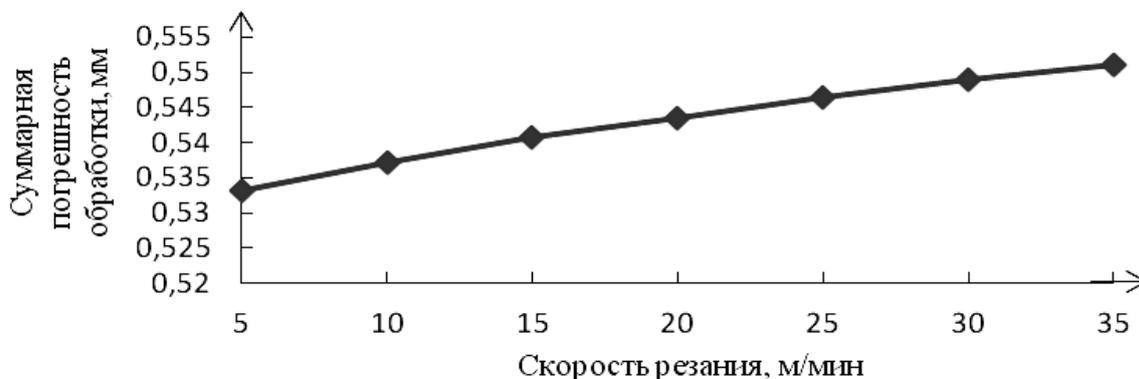


Рис. 21. Зависимость смещения оси отверстия от скорости резания

Выбор инструментального материала влияет на погрешность расположения осей отверстий (рис. 22). Так, при использовании быстрорежущей стали в качестве инструментального материала смещения оси больше на 30 мкм, чем при использовании твердого сплава. Очевидно, что влияние материала следует учитывать только при обработке точнее 9 качества.

При высокой точности расположения осей обрабатываемых отверстий применение смазочно-охлаждающей жидкости (СОЖ) позволит уменьшить смещение осей обрабатываемых отверстий на 0,028 мм (рис. 23), что эквивалентно относительному увеличению

точности приблизительно на один качество. Такие показатели соответствуют предположению о снижении температуры режущей кромки сверла с 350 до 20 °С. Кроме того, при точности расположения осей отверстий свыше 10 качества использование СОЖ не оказывает существенного влияния на суммарную погрешность обработки.

Анализ представленных результатов позволил разработать рекомендации по снижению погрешностей обработки отверстий.

Показано, что влияние отдельных технологических факторов на суммарную погрешность обработки отличается различной степенью.

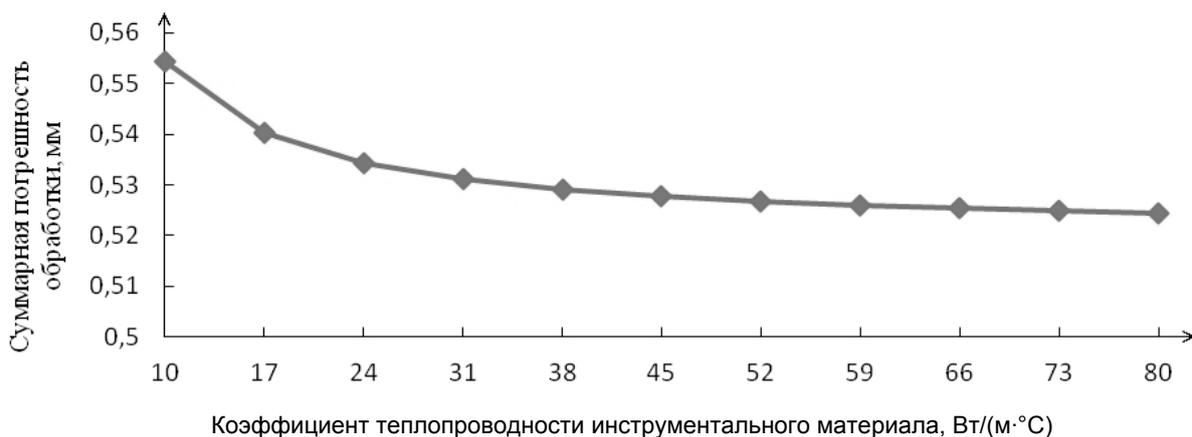


Рис. 22. Зависимость смещения оси отверстия от коэффициента теплопроводности инструментального материала

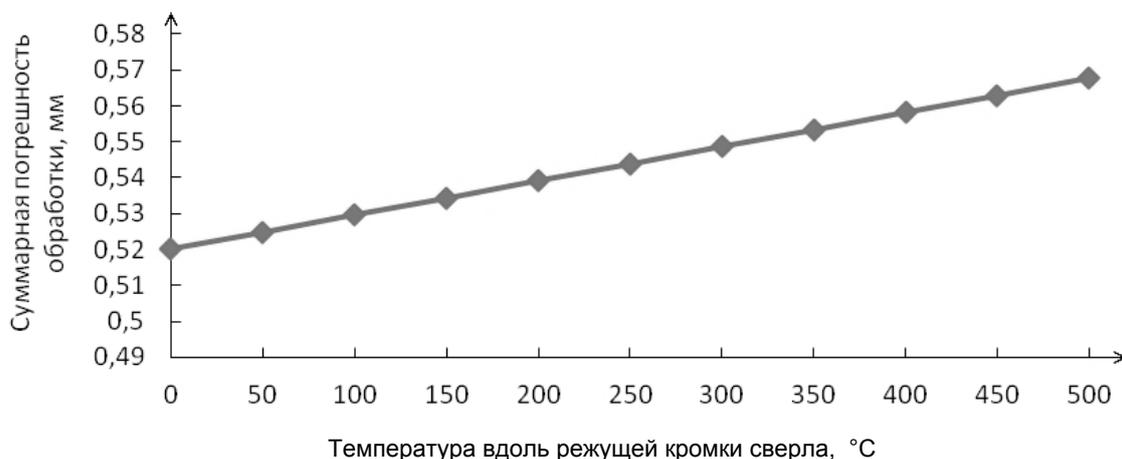


Рис. 23. Зависимость смещения оси отверстия от температуры вдоль режущей кромки сверла

В табл. 1 представлен рекомендуемый порядок изменения параметров технологического процесса, сформированный на основе анализа решений

многочисленных тестовых задач по оценке точности расположения осей обрабатываемых отверстий.

Табл. 1. Рекомендуемая последовательность управления точностью расположения оси обрабатываемого отверстия и относительное влияние параметра на суммарную погрешность

Порядок управления	Наименование управляемого параметра	Относительное влияние параметра на суммарную погрешность, %
1	2	3
1	Допуск базовой поверхности заготовки	3,4...45,7
2	Площадь контакта опоры приспособления с заготовкой	3...43
3	Длина образующей, по которой происходит контакт заготовки с приспособлением	4...42,3
4	Износ сменной втулки	0,5...41,6

Окончание табл. 1

1	2	3
5	Сила, действующая по нормали к опоре приспособления	5...40,7
6	Зазор между инструментом и втулкой	2,6...33,8
7	Износ установочных элементов приспособления	2...21,5
8	Длина кондукторной втулки	7,9...20
9	Параметр шероховатости поверхности заготовки	2...20
10	Поле допуска на размер направляющей части инструмента	6,1...18
11	Поле допуска на величину обратной конусности инструмента	0,4...16,8
12	Конструктивное расстояние между осями отверстий в кондукторной плите	2...12
13	Поле допуска на размер отверстия сменной втулки	0,4...15,9
14	Максимальный зазор между шпонкой и Т-образным пазом станка	0,8...11,8
15	Отклонение от соосности осей постоянной втулки и отверстия в кондукторной плите	0,2...10,6
16	Неравномерность припуска на обработку	0,12...10,2
17	Подача инструмента	0,32...8,7
18	Отклонение от соосности наружной и внутренней поверхностей сменной втулки	0,9...8,4
19	Температура вдоль режущей кромки сверла	0,9...8,4
20	Зазор между сменной и постоянной втулками	1,3...8,4
21	Твердость материала заготовки по Бринеллю	0,5...6,8
22	Коэффициент теплопроводности материала инструмента	0,02...5,4
23	Отклонение от перпендикулярности основания колонны относительно ее рабочей поверхности	0,6...5,3
24	Отклонение от параллельности оси сверлильной головки относительно рабочей поверхности колонны	0,6...5,3
25	Коэффициент линейного расширения материала детали	0,55...5,3
26	Отклонение от параллельности плоскости приспособления относительно плоскости стола	0,5...3,8
27	Отклонение от перпендикулярности плоскости стола относительно боковой поверхности	0,5...3,8
28	Расстояние от оси стола станка до рабочей поверхности колонны	1...3,8
29	Расстояние от оси вращения шпинделя до рабочей поверхности колонны	1...3,8
30	Интенсивность износа инструмента	0,02...3,7
31	Скорость резания	0,46...3,24
32	Число установов заготовок	0,4...1,61
33	Отклонение от параллельности оси вращения шпинделя относительно оси сверлильной головки	0,08...1,6
34	Количество деталей в настроечной партии, обрабатываемой в период между подналадками станка	0,05...1
35	Период стойкости инструмента	0,13...0,5

Таким образом, результаты исследований позволили выявить основные закономерности влияния конструктивно-технологических факторов системы на точность обработки отверстий на основе многочисленных компьютерных экспериментов со случайными комби-

нациями параметров на основе применения функциональных семантических сетей.

Использование описанного подхода позволяет строить эффективные алгоритмы управления точностью механической обработки.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Поспелов, Г. С.** Искусственный интеллект – основа новой информационной технологии / Г. С. Поспелов. – М. : Наука, 1988. – 280 с.
2. **Пашкевич, В. М.** Оптимизация режимов резания на основе использования семантических сетей / В. М. Пашкевич, М. Н. Миронова // Вестн. Белорус. нац. техн. ун-та. – 2011. – № 3. – С. 9–12.
3. **Пашкевич, В. М.** Многофакторная оптимизация параметров механической обработки на основе использования семантических сетей / В. М. Пашкевич, М. Н. Миронова // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2011. – № 4. – С. 51–61.

Статья сдана в редакцию 12 октября 2015 года

Виктор Михайлович Пашкевич, д-р техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет.
E-mail: pvm@bk.ru.

Марина Николаевна Миронова, ст. преподаватель, Белорусско-Российский университет.
E-mail: MarinaMN16@mail.ru.

Victor Mikhailovich Pashkevich, DSc (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University.
E-mail: pvm@bk.ru

Marina Nikolayevna Mironova, senior lecturer, Belarusian-Russian University. E-mail: MarinaMN16@mail.ru.

УДК 629.3

С. А. Рынкевич

**АВТОМАТИЗАЦИЯ ТРАНСМИССИЙ ГИДРОФИЦИРОВАННЫХ
МОБИЛЬНЫХ МАШИН**

UDC 629.3

S. A. Rynkevich

**AUTOMATION OF TRANSMISSIONS OF HYDROFICATED MOBILE
MACHINES**

Аннотация

Рассмотрена мобильная машина как иерархическая структура и выделены основные аспекты автоматизации ее механизмов. Описаны условия эксплуатации и режимы работы транспортных объектов. Приведены этапы и главные характеристики автоматизации гидрофицированных механизмов мобильных машин. Обосновано перспективное направление автоматизации – проектирование автомобилей с комбинированной энергетической установкой. Рассмотрены типовые схемные решения гибридных транспортных средств.

Ключевые слова:

автоматизация, мобильная машина, гидрофицированные механизмы, трансмиссия, комбинированная энергетическая установка, гибридный автомобиль.

Abstract

The article considers the mobile machine as a hierarchical structure, and the basic aspects of automation of its mechanisms are shown. The operating conditions and modes of work of transport facilities are described. Stages and main characteristics of automation of hydroficated mechanisms of mobile machines are presented. The designing of vehicles with a combined power plant is proved to be a promising area of automation. Typical schematics of hybrid vehicles are studied.

Key words:

automation, mobile car, hydroficated mechanisms, transmission, combined power plant, hybrid car.

***Мобильная машина как объект
автоматизации***

Мобильная машина (ММ) представляет собой сложную, иерархически организованную систему взаимодействующих, информационно связанных и целенаправленно функционирующих элементов и подсистем. По своему назначению ММ как система охватывает ряд взаимообусловленных аспектов: энергетический, устойчивости и управляемости, безопасности и надежности, виброзащиты, улучшения условий труда и комфортабельности водителя и пас-

сажиров, управления движением, навигации и связи, информации и сервиса. Каждый из этих аспектов занимает важное место и неразрывно связан с другими аспектами, хотя и имеет разную значимость.

ММ функционирует в условиях внешней среды. Они чрезвычайно разнообразны и определяются параметрами дорожных, эксплуатационно-технических, природно-климатических характеристик, маршрутами и фазами движения, режимами нагружения, различными ситуациями, ограничениями и т. д. В

связи с этим необходимо, чтобы автомобиль был хорошо приспособлен к любой среде. Для этого нужно одновременно управлять всеми подсистемами автомобиля и учитывать поведение человека как элемента всей системы: непредсказуемость водителя при воздействии на органы управления ММ, его психофизическое и эмоциональное состояние, степень усталости, квалификацию и т. д. Естественно, что при автоматизации всей системы следует не только учитывать логику водителя, но и осуществлять управление на качественно новом уровне,

основанном на человекоподобных рассуждениях.

Переходя от функционального назначения элементов системы к структурным взаимосвязям, каждый аспект будем считать подсистемой мобильной машины. На рис. 1 представлено иерархическое дерево, отображающее аспекты проблемы автоматизации и основные подсистемы ММ, на примере автотранспортных средств (АТС), к которым относятся легковые и грузовые автомобили и автобусы.



Рис. 1. Функциональная схема видов автоматизации мобильной машины как технического объекта

Автоматизация любого из упомянутых аспектов представляет собой чрезвычайно сложную проблему и вместе с тем имеет большое значение для обеспечения высокого технического уровня АТС. Одновременное решение всей проблемы в целом невозможно в силу ее многогранности, поэтому имеет смысл поэтапности [1].

В качестве примера рассмотрим энергетический аспект проблемы как один из наиболее значимых. Он включает в себя решение задачи оптимального управления процессами получения, преобразования и передачи энергии от его источника – двигателя – к движите-

лю. Данное обстоятельство позволяет разрешить широкий круг вопросов, связанных с повышением показателей эффективности АТС: производительности, средней скорости, топливной экономичности, управляемости, проходимости и т. д. Для этого необходимо результативно управлять всеми подсистемами АТС, которые причастны к отмеченным процессам.

Энергетические режимы автомобиля определяются источником энергии и механизмами ее передачи и преобразования. Они характеризуются нагрузочными и скоростными режимами механизмов и систем АТС.

Рассмотренная система для решения поставленной задачи располагает следующими средствами. Во-первых, можно эффективно, обеспечивая высокий КПД, управлять режимами двигателя и теми подсистемами, которые осуществляют получение энергии. Сюда входят: регулирование подачи компонентов рабочей смеси (топлива и воздуха) в цилиндры, управление процессами смесеобразования, фазами газораспределения, регулирование зажигания, управление процессом сгорания смеси, циркуляцией и выпуском отработанных газов и т. д. Во-вторых, можно рационально распорядиться энергией и передать ее на движитель с минимальными затратами и потерями. Для этого нужно управлять трансмиссией и теми подсистемами, которые преобразуют параметры потока энергии (моментов и угловых скоростей) и передают ее на движитель и вспомогательные механизмы. В-третьих, поскольку речь идет о регулировании скорости, к управлению причастна и тормозная система. Здесь важно обеспечивать проходимость и устойчивость автомобиля, процессы трогания, замедления, торможения и т. д. Это так или иначе связано с управлением трансмиссией и двигателем путем привлечения средств тормозной системы.

Следует отметить, что в управлении всей системой непосредственное участие принимает человек. Он управляет скоростными режимами, задавая их исходя из внешних условий, контролирует безопасность движения, предотвращает аварийные ситуации, прогнозирует дорожную обстановку. При этом водитель располагает средствами управления всей системой. Ими являются: педаль акселератора, которая задает режимы двигателя и скорость движения автомобиля; органы управления трансмиссией (рычаг переключения передач, педаль сцепления и др.) и тормозной системой (педаль тормоза, рычаг стояночного тормоза).

Таким образом, объектами управ-

ления энергетического аспекта являются механизмы и системы двигателя, трансмиссии и тормозной системы автомобиля. При этом необходимо в комплексе решать задачи управления скоростью движения АТС при обеспечении наименьших затрат энергии (снижении расхода топлива и уменьшении потерь тепловых, механических, гидравлических).

Проблема автоматизации автотранспортных средств обнаружилась сразу же с их появлением. Одновременно стали создаваться различные устройства автоматизированного и автоматического управления. Любой автомобиль изначально располагает потенциальными возможностями, способствующими его автоматизации. С возникновением более совершенных конструктивных решений, новых технологий и средств автоматизации эти возможности неуклонно увеличиваются.

К первым системам автоматизированного управления АТС, возникшим еще в самом начале появления автомобилей и развиваемым по мере совершенствования конструкций последних, следует отнести устройства регулирования частоты вращения коленчатого вала двигателя, количества подачи топлива и его качества, угла опережения зажигания, следящие системы рулевого и тормозного приводов. Позже были созданы системы автоматического управления коробкой передач, сцеплением и т. д.

Процесс автоматизации АТС развивался с учетом исторического опыта, накопленного человеком при создании автотранспортной техники. Многие идеи и технические решения появились в результате наблюдения за поведением водителя при управлении автомобилем. Рассмотрим, к примеру, алгоритм управления АТС водителем. Последовательность его действий в процессе переключения передач следующая: вначале он осуществляет уменьшение подачи топлива, отпуская педаль акселератора, затем – нажатие на педаль сцепления с переводом рукоятки избирателя режи-

мов ступеней из положения, соответствующего выключаемой передаче, в положение включаемой смежной передачи, после чего, плавно отпуская педаль сцепления, постепенным нажатием на педаль акселератора увеличивает подачу топлива. Этот простейший алгоритм положен в основу ряда автоматических устройств.

В соответствии с рис. 1 прослеживается несколько направлений, по которым ведутся работы по автоматизации АТС. Автоматизации подвержены все основные системы и механизмы АТС: двигатель, трансмиссия, рулевое управление, тормозная система, подвеска и т. д. В настоящее время на серийно выпускаемых машинах используется ряд автоматических систем. Среди них системы управления:

- режимами работы двигателя и переключением ступеней коробки передач (рис. 2);

- заданной скоростью движения АТС;

- вращающимися моментами, обеспечивая полное использование сцепных возможностей ведущих колес;

- тормозными моментами, обеспечивая оптимальный режим скольжения колес, соответствующий максимальному коэффициенту сцепления их с дорогой;

- положением центра масс АТС по отношению к опорной поверхности дороги;

- оптической осью фар в зависимости от нагрузки на задние колеса;

- подвеской с отслеживанием неровностей опорной поверхности дороги;

- рулевой подсистемой, обеспечивая стабилизацию управляемых колес и исправление ошибок водителя для предотвращения заноса АТС из-за резкого поворота рулевого колеса, а также:

- системы стабилизации вертикальной оси АТС при боковом крене;

- системы активной безопасности, фиксирующие возможность наезда АТС на препятствие, устраняющие столкно-

вение с ним или смягчающие последствия столкновения;

- системы, обеспечивающие контроль, диагностику и защиту механизмов АТС;

- системы управления движением, обеспечивающие регулирование направления транспортных потоков и движения отдельных АТС;

- системы интенсификации движения автомобилей на автомагистрали, поддерживающие минимальное расстояние между АТС;

- системы автонавигации, автоматического вождения АТС и многие другие.

В настоящее время для АТС разрабатываются новейшие системы распознавания изображений и текстовой информации, визуализации местности, технического зрения, восприятия акустической информации и т. д.

Условия эксплуатации и режимы работы ММ чрезвычайно разнообразны и определяются множеством обстоятельств. Ими являются условия эксплуатации, типовые режимы и характеристики маршрутов. Условия эксплуатации бывают дорожными, природно-климатическими, эксплуатационно-техническими. ММ работают в различных типовых режимах, которые включают в себя фазы движения машины: разгон, установившееся равномерное движение, замедление, торможение, остановки. Фазы движения являются элементами ездовых циклов. Все разнообразие условий эксплуатации не поддается точному математическому описанию, относится к случайным событиям и на практике воплощается в реальные маршруты движения. Маршруты классифицируются по различным признакам. В зависимости от рельефа местности маршруты бывают равнинные, горнохолмистые, горные и высокогорные; в зависимости от условий применения транспортного средства – магистральные, городские, карьерные и др. Если иметь в виду дороги с совершенство-

ванным покрытием, то можно выделить три характерных типа маршрутов по сложности условий их эксплуатации: магистральные, горные и городские. Различают комбинированные маршру-

ты, например, магистрально-холмистые, горно-холмистые, а также пригородные, межрайонные, местные и т. д., которые относятся к частным случаям типовых маршрутов.

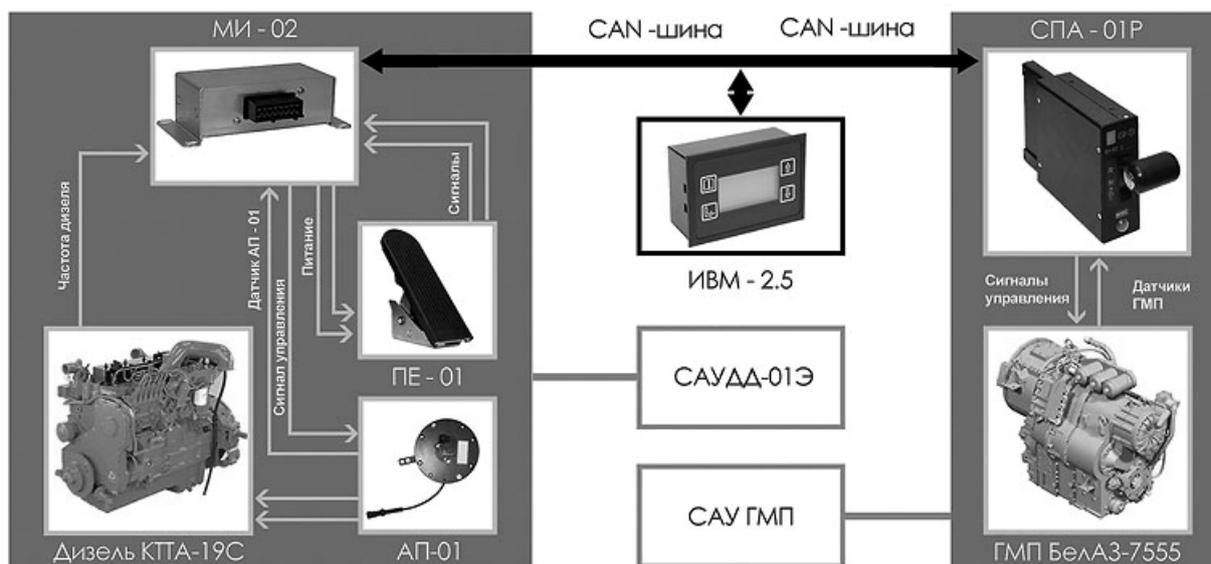


Рис. 2. Пример конфигурации промышленной системы управления режимами работы двигателя и переключением ступеней коробки передач карьерной мобильной техники (разработка компании «Стрим-тех»)

Рассмотренные обстоятельства оказывают непосредственное влияние на формирование тягово-скоростных и топливно-экономических показателей эксплуатируемого АТС, а также обеспечение его безопасности и надежности. В связи с этим необходимо осуществлять дифференцированный их учет при синтезе алгоритмов управления, применении комплексных исследований их воздействия на показатели эффективности и качества, научно-технического прогнозирования на стадии проектирования перспективных систем управления. Ориентация на уже достигнутый уровень обеспечения высоких технико-экономических показателей АТС, решения вопросов гарантии надежности и безопасности, управляемости и устойчивости, виброзащиты и комфортабельности и т. д. является не всегда оправданной ввиду неточности учета фактических режимов движения, неучета и

недоучета всего многообразия факторов и условий работы АТС и их подсистем.

Дорожные условия – один из важнейших факторов, оказывающих непосредственное влияние на выбор оптимальных характеристик управления энергетическими режимами АТС. Например, дорожные условия эксплуатации автомобилей-самосвалов значительно отличаются от дорожных условий эксплуатации автомобилей общего назначения. Условия эксплуатации строительных самосвалов по своему многообразию намного превосходят условия, в которых эксплуатируются остальные автомобили. Частое изменение объектов строительства, мест загрузки и разгрузки затрудняет создание хороших дорожных условий на подъездных участках. Широкая география эксплуатации таких машин и особенности их целевого использования (районы Крайнего Севера, Сибири, Урала, Дальнего Востока,

угольные бассейны, шахты, карьеры) приводит к тому, что математическое ожидание коэффициента сопротивления движению m_{ν} изменяется в широких пределах: от 0,022 (асфальтобетонные дороги) и 0,045...0,08 (грунтовые дороги различного качества) до 0,16...0,45 (бездорожье и заболоченная местность).

Среди рабочих объектов, формирующих дорожные условия автосамосвалов, отдельно следует выделить строительные карьеры. В них дороги представлены различными типами. К ним относятся основные дороги, которые простираются от карьера к дробильным или щебеночным заводам; забойные дороги, пролегающие непосредственно в карьерах от основных дорог к погрузочным средствам; отвальные дороги, соединяющие отвалы с местами вскрышных работ.

Важной характеристикой эксплуатации ММ является расстояние перевозки грузов. Проведенные исследования условий эксплуатации ряда автомобилей, например, автомобилей-самосвалов МАЗ, БелАЗ, показывают, что наибольшее число этих машин эксплуатируется на маршрутах, протяженность которых составляет 2...12 км [1].

Карьерные автомобильные дороги для большегрузных самосвалов отличаются от автомобильных дорог общего пользования относительно небольшой длиной, сложными профилем и планом трассы с крутыми уклонами, частым чередованием спусков и подъемов, поворотами с малым радиусом кривизны, большой интенсивностью движения, малой рядностью, а также большой несущей способностью, т. к. они рассчитываются на высокие осевые нагрузки транспортных средств. Постоянные дороги строятся в соответствии с нормами и правилами при проектировании автомобильных дорог с учетом значительных масс сверхтяжелых самосвалов. Продольные уклоны постоянных дорог составляют 5...8 %. На соединительных дорогах небольшой протяженности продольные уклоны дорог со

щебеночным и гравийным покрытием могут достигать 9...10 %, на временных – 12...14 %. При затяжных подъемах предусматриваются участки с уклоном не более 2 % и длиной 80...100 м через каждые 500...600 м дороги.

Наряду с глубинными широко распространены нагорные карьеры, горно-геологические условия и параметры которых отличаются от параметров карьеров глубинного типа. Дороги нагорных карьеров характеризуются резким колебанием продольных уклонов и наличием большого количества поворотов и серпантинов, составляющих в среднем 50 % общей протяженности трасс.

Автоматизация гидрофицированных механизмов мобильных машин

В конструкциях современных мобильных машин – автомобилях, тракторах, строительно-дорожных машинах – широкое применение получили гидрофицированные механизмы, в том числе гидромеханические передачи (ГМП) и механические трансмиссии [2].

На современном этапе развития транспортной техники происходит быстрая смена выпускаемых моделей при интенсификации процессов модификации мобильных машин, возрастании числа новых разработок, что обеспечивает подвижным объектам более высокие потребительские качества и конкурентоспособность на рынках сбыта.

Разрабатываемые мобильные машины и их механизмы должны превосходить существующие, иметь высокие показатели технического уровня и эффективности их использования. Результативное и надежное функционирование мобильных машин может быть обеспечено лишь путем применения самых совершенных принципов, методов и технических средств определения их технического состояния, т. е. современных методов управления и диагностирования. Причем для качественного оп-

ределения технического состояния механизмов мобильных машин, оперативной постановки технического диагноза, своевременного выявления опасных отклонений параметров, обнаружения отказов и скрытых дефектов, предотвращения появления неисправностей и прогнозирования остаточного ресурса необходимо использовать современные принципы и подходы, основанные на экспериментальных и теоретических методах исследований и новых способах обработки результатов анализа и эксперимента.

Широко применяемые на машинах бесступенчатые передачи (БП) позволяют плавно и непрерывно изменять вращающие моменты на ведущих колесах и скорость движения автомобиля в зависимости от нагрузки, дорожных условий и управляющих воздействий водителя на педаль акселератора. Использование БП улучшает функциональные свойства ММ, облегчает и упрощает управление, повышает технико-экономические показатели, технический уровень и конкурентоспособность АТС. Динамическая характеристика мобильной машины с БП приближается к гиперболическому виду, т. е. к идеальной форме, что способствует ее приспособляемости к изменяющимся нагрузкам, повышению средней скорости движения и производительности. Плавное и непрерывное преобразование параметров потока энергии, подводимой к ведущим колесам, влечет за собой снижение их буксования, оказывает положительное влияние на проходимость, уменьшает динамические нагрузки на механизмы трансмиссии и двигатель и за счет этого значительно увеличивает их срок службы. Вместе с тем БП, по сравнению с механическими ступенчатыми коробками передач, гораздо сложнее по конструкции, требуют более совершенных технологических процессов производства, технического обслуживания и ремонта, что приводит к увеличению производственных и эксплуатационных за-

трат и необходимости использования обслуживающего персонала более высокой квалификации. Недостатками современных бесступенчатых передач являются сравнительно низкий КПД и ограниченный диапазон регулирования вращающего момента и скорости. В связи с этим их обычно используют в сочетании с механическими зубчатыми передачами, позволяющими повысить КПД трансмиссии и получить нужный диапазон регулирования.

В зависимости от типа бесступенчатой передачи различают следующие виды трансмиссии: гидромеханические (ГМТ), гидрообъемно-механические (ГОМТ), электромеханические (ЭМТ). Одним из существенных достоинств этих видов трансмиссий является то, что они адаптированы к автоматическому управлению процессами трансформации параметров потока энергии, передаваемой к ведущим колесам. Гидродинамические передачи обладают свойством саморегулирования и представляют собой автоматические трансформаторы механической энергии. Гидрообъемные и электрические передачи несаморегулируемые. Их потенциальные возможности в полной мере могут быть реализованы лишь при использовании систем автоматического управления. Применение гидромеханических передач (ГМП) в конструкции автомобилей увеличивает срок службы двигателя и трансмиссии, а также повышает проходимость и комфортабельность за счет более плавного изменения момента на ведущих колесах, трогания с места и разгона.

Основная проблема автоматизации управления/диагностирования гидрофицированными мобильными машинами связана с многообразием и сложностью происходящих при функционировании процессов. Для ее решения необходимо использование технологий и методов, базирующихся на других подходах, отличных от тех, которые опираются на принципы классической теории автома-

тического управления.

Применение таких технологий позволяет выйти на новый уровень проектирования автоматических устройств – уровень создания мехатронных бортовых систем (МБС), благодаря чему решится ряд проблем.

Во-первых, появляется возможность создания систем управления/диагностирования, использующих большое количество информации различной физической природы. Во-вторых, возникают условия для формирования и реализации гибких алгоритмов, позволяющих системам приспосабливаться к изменению разнообразных ситуаций и условий эксплуатации. В-третьих, упрощается конструкция автоматических систем и снижается стоимость создаваемых изделий. В-четвертых, появляются возможности использования программ управления/диагностирования в режиме реального времени. В-пятых, системы наделяются интеллектуальными качествами, приобретая способность к обучению (самообучению). Это выражается в расширении и значительном пополнении базы знаний таких систем в процессе эксплуатации объекта диагностирования; накоплении и осмыслении информации; запоминании и распознавании различных ситуаций, в том числе проявлений неисправностей, причин и условий их возникновения.

Применительно к сфере автомобиле- и тракторостроения разрабатываемые МБС и такая их разновидность, как системы технического диагностирования, должны обеспечивать следующие функции:

- оперативное определение технического состояния основных механизмов ММ в текущий момент времени;

- диагностирование параметров элементов и механизмов трансмиссии, тормозной системы, подвески, гидропривода;

- непрерывный контроль основных параметров механизмов и их элементов (температуры, давления масла в

- магистральных и фрикционных, расхода рабочей жидкости и др.);

- идентификация и предотвращение опасных ситуаций, связанных с управлением автомобилем и функционированием его механизмов;

- осуществление защиты от ошибочных управляющих действий водителя;

- анализ информации о текущих процессах с выдачей водителю сигналов отклонений от технических требований;

- обеспечение приема информации от других измерительных систем по любому из стандартных интерфейсов;

- выдача результатов диагностирования в текстовом и графическом видах;

- отображение текущего состояния машины в графическом режиме на дисплее в удобном для водителя или оператора виде.

Перспективный уровень автоматизации транспортной техники – проектирование автомобилей с комбинированной энергетической установкой

Автомобили с комбинированной энергетической установкой (КЭУ) отличаются от традиционных наличием двух двигателей (ДВС и электрического). Преимуществом таких автомобилей является то, что они обладают меньшим расходом топлива и меньшей токсичностью отработавших газов, что весьма актуально для крупных городов с большой интенсивностью дорожного движения.

В Республике Беларусь гибридные технологии начинают активно развиваться. Так, например, завод ОАО «БЕЛАЗ» – управляющая компания холдинга «БЕЛАЗ-ХОЛДИНГ» готов участвовать в научно-технических разработках по следующим перспективным направлениям:

- создание автоматических гидромеханических коробок передач (трансмиссий) с электроустановками (без гидротрансформатора);

– создание гибридных автоматических гидромеханических коробок передач (трансмиссий) с мотор-генераторами.

Гидродинамические трансформаторы (ГДТ) имеют как преимущества, так и недостатки. Рассмотрим основные недостатки гидротрансформатора:

– пробуксовывание гидротрансформатора является причиной высоких потерь, например, для колесного погрузчика во время загрузки в кузов;

– низкая скорость транспортного средства;

– высокая частота вращения колчатого вала двигателя для того, чтобы обеспечить мощностью всю работающую «гидравлику»;

– высокое проскальзывание (что эквивалентно большим потерям) ГДТ и ГМП.

В то же время гидротрансформатор наделяет ММ значительными преимуществами:

– низкие скорости транспортного средства также для ступенчатой трансмиссии;

– увеличение вращающего момента;

– выносливость конструкции.

Преимущества трансмиссии без гидротрансформатора:

– меньший расход топлива;

– возможность применения двигателя внутреннего сгорания меньшей мощности и малых габаритов.

В связи с этим нелегкой задачей для будущих автомобильных систем является достижение (или, по возможности, улучшение) рабочих характеристик и функциональности гидротрансформаторов.

Таким образом, гибридный автомобиль – автомобиль, использующий для привода ведущих колёс более одного источника энергии.

Современные автопроизводители часто совмещают применение двигателя внутреннего сгорания и электродвигателя, что позволяет избежать работы ДВС в режиме малых нагрузок, а

также реализовать рекуперацию кинетической энергии, повышая топливную эффективность силовой установки. Другой распространённый вид «гибридов» – автомобили, в которых ДВС совмещён с двигателями, работающими на сжатом воздухе.

Первоначально идея «электрической коробки передач», т. е. замены механической коробки передач электрическими проводами, была воплощена на железнодорожном транспорте и в большегрузных карьерных самосвалах. Применение этой схемы обусловлено сложностями механической передачи значительного и при этом изменяемого крутящего момента на колеса транспортного средства. Двигатели внутреннего сгорания обладают определённой нагрузочной характеристикой (зависимостью отдаваемой мощности от частоты вращения вала), которая имеет оптимальные показатели только в узком интервале, который, как правило, смещён в сторону больших значений частоты вращения вала. Частично этот недостаток компенсируют, применяя механические коробки передач, которые, однако, ухудшают общий КПД системы за счёт собственных потерь. Дополнительной сложностью является невозможность изменения направления вращения вала ДВС для обеспечения заднего хода машины.

В то же время нагрузочная характеристика электродвигателя практически равномерна во всём диапазоне рабочих частот. Такой двигатель может быть мгновенно запущен, остановлен и реверсирован, а также не требует холостого хода, что позволяет исключить из трансмиссии механизм сцепления, – а в некоторых случаях и полностью избавиться от ряда элементов трансмиссии, разместив электродвигатели непосредственно в колёсах (мотор-колесо).

В случае применения электротрансмиссии двигатель, работающий на обычном топливе, вращает электрогене-

ратор; вырабатываемый ток через систему управления передаётся на электродвигатели, которые и приводят в движение транспортное средство. Здесь уместно сравнение такого типа привода с размещённой на электромобиле электростанцией, вырабатывающей электричество для его движения. Схема работы гибридного автомобиля в целом аналогична, но значительно модифицирована добавлением промежуточного накопителя энергии – как правило, аккумуляторной батареи, имеющей меньшую, чем у «чистого» электромобиля, ёмкость и, соответственно, меньшую массу.

Гибридный автомобиль сочетает в себе преимущества электромобиля и автомобиля с двигателем внутреннего сгорания: большой коэффициент полезного действия электромобилей (80...90 % по сравнению с 35...50 % у автомобилей с ДВС) и большой запас хода на одной заправке автомобиля с ДВС.

Ввиду определенных преимуществ автоматических гидромеханических коробок передач в гибридных автомобилях (трансмиссиях) целесообразно применять именно эти передачи.

Рассмотрим типовые схемы гибридных транспортных средств в зависимости от различных классификационных признаков.

Способы подключения двигателей и накопителя к приводу.

Последовательная схема: по сути, является модификацией электромеханической трансмиссии с добавлением промежуточного накопителя. Двигатель внутреннего сгорания механически соединён только с электрогенератором, а тяговый электродвигатель – только с колёсами. Пример: «Шевроле-вольт» (в электрической передаче двигатель вращает генератор, а электромоторы – колёса. Пример – автомобиля БелАЗ, трактор ДЭТ-250).

Параллельная: и двигатель внутреннего сгорания, и электродвигатель

механически соединены с колёсами посредством дифференциала, который обеспечивает возможность как их работы по отдельности, так и совместно. Эта схема используется в автомобилях с Integrated Motor Assist («Хонда»). Характеризуется простотой (возможно применение вместе с механической коробкой передач) и низкой стоимостью.

Последовательно-параллельная: двигатель внутреннего сгорания, генератор и электродвигатель механически связаны друг с другом и с колёсами посредством планетарного редуктора, что позволяет произвольно изменять потоки мощности между этими узлами. Схема реализована в автомобилях с Hybrid Synergy Drive («Тойота»), например, «Тойота-приус».

Типы накопителей энергии.

Электрические:

- на основе электрохимических аккумуляторов;
- на основе инерционных накопителей.

Механические:

- на основе пневматических аккумуляторов или гидроаккумуляторов с пневматическим накопителем;
- на основе инерционных накопителей.

В качестве промежуточного накопителя, помимо аккумуляторных батарей, также могут использоваться батареи конденсаторов и ионисторы (суперконденсаторы). В случае применения накопителя энергии значительной ёмкости гибридный автомобиль имеет возможность двигаться без включения двигателя внутреннего сгорания – в «режиме электромобиля» («Шевроле-вольт»). В случае, если зарядка накопителя может производиться не только от основного двигателя, но и от электрической сети, говорят о «подключаемом гибриде» (англ. Plug-in Hybrid).

Главное преимущество гибридного автомобиля – снижение расхода топлива и уровня токсичности вредных отработавших газов, что достигается пол-

ной автоматизацией управления работой двигателей с помощью бортового компьютера – начиная от своевременного отключения двигателя во время остановки в транспортном потоке с возможностью немедленного возобновления движения без его запуска исключительно на запасённой в накопителе энергии и заканчивая более сложным механизмом рекуперации – использование кинетической энергии движущегося автомобиля при торможении для зарядки накопителя при работе электродвигателя в режиме электрогенератора. Как и в случае с электромеханической трансмиссией, двигатель внутреннего сгорания, как правило, работает на оптимальных режимах.

Следует отметить, что трансмиссия автомобиля с параллельной гибридной установкой очень схожа с трансмиссией обычного автомобиля с двига-

телем внутреннего сгорания.

На самые ранние модели автомобиля «Хонда-инсайт» устанавливалась механическая коробка передач с ручным переключением. Далее на смену ей пришла бесступенчатая коробка передач (CVT), чаще называемая вариатор. Подобный вариатор нередко используется и в стандартных автомобилях с двигателем внутреннего сгорания.

На автомобиле «Мерседес-бенц С400» Blue HYBRID (рис. 3) устанавливается обычная семиступенчатая автоматическая гидромеханическая коробка передач 7G-TRONIC, применяемая во многих автомобилях «Мерседес-бенц» класса S. В этой коробке передач для согласованной работы с электродвигателем КЭУ был только перестроен блок управления коробки передач и размещен дополнительный электрический масляный насос.

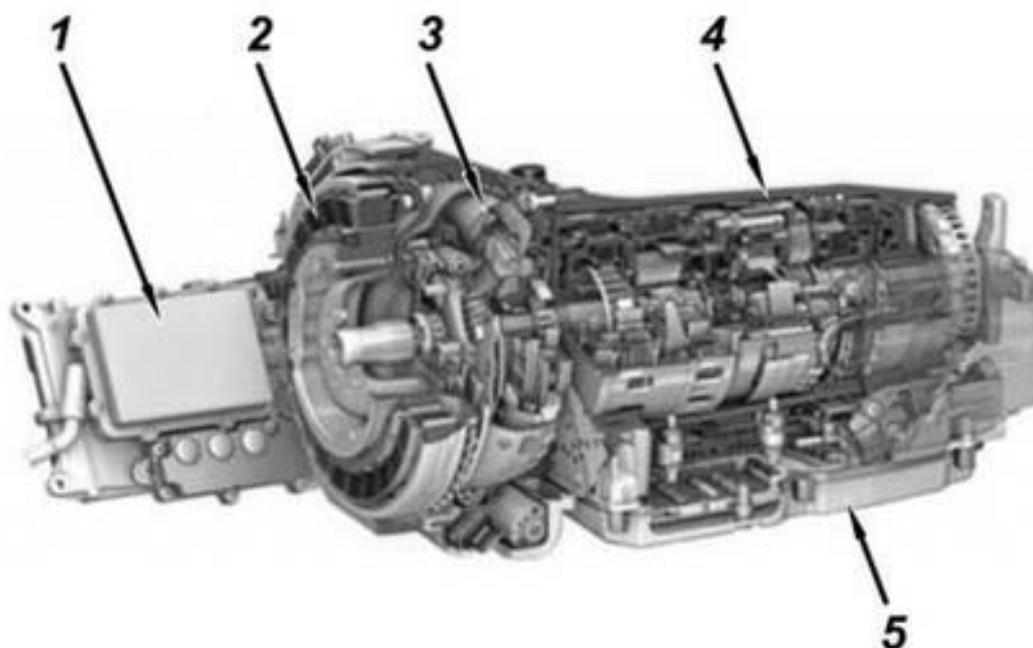


Рис. 3. Гибридная автоматическая семиступенчатая коробка передач 7G-TRONIC автомобиля «Мерседес-бенц С400» BlueHYBRID: 1 – электронный блок управления (ЭБУ) коробкой передач; 2 – мотор-генератор; 3 – гидротрансформатор; 4 – механическая часть коробки передач с планетарными рядами; 5 – электрогидравлический блок управления коробкой передач

На рис. 3 показано, что мотор-генератор расположен в картере гидротрансформатора. Конструкция коробки передач в целом компактна и имеет хороший дизайн.

Выводы

1. Автоматизация механизмов гидрофицированных мобильных машин вышла на новый уровень, что обусловлено совершенствованием средств и методов сбора, обработки, анализа и передачи информации и разработкой на этой платформе компактных и надежных бортовых

систем.

2. Важным этапом автоматизации трансмиссий мобильных машин является создание автомобилей с комбинированной энергетической установкой (КЭУ).

3. Перспективным направлением автоматизации в Республике Беларусь является проектирование автоматических гидромеханических трансмиссий с электроустановками (без гидротрансформатора) и гибридных автоматических гидромеханических коробок передач (трансмиссий) с мотор-генераторами.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Тарасик, В. П.** Интеллектуальные системы управления автотранспортными средствами / В. П. Тарасик, С. А. Рынкевич. – Минск : Технопринт, 2004. – 512 с. : ил.
2. 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.

Статья сдана в редакцию 16 сентября 2015 года

Сергей Анатольевич Рынкевич, д-р техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет.
E-mail: rynkev@tut.by.

Sergey Anatolyevich Rynkevich, DSc (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University.
E-mail: rynkev@tut.by.

УДК 629.3

С. А. Рынкевич, И. Ю. Хадкевич

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ФИЗИЧЕСКИХ СВОЙСТВ ГИДРОПРИВОДА МОБИЛЬНОЙ МАШИНЫ

UDC 629.3

S. A. Rynkevich, I. Y. Khadkevich

EXPERIMENTAL RESEARCH OF PHYSICAL PROPERTIES OF MOBILE MACHINES HYDRAULIC DRIVE

Аннотация

Приведен анализ закономерностей изменения диагностических параметров гидравлического привода мобильной машины. Получено математическое описание показателей оценки качества функционирования гидропривода при вариациях диагностических параметров и выявлены закономерности для их учета в алгоритмах диагностирования. Предложена методика оценки технического состояния гидропривода на основе анализа изменения диагностических параметров с учетом закономерностей отклонения параметров от допустимых значений, позволяющая повысить точность установления момента достижения параметрами своих предельно допустимых значений.

Ключевые слова:

гидравлический привод, мобильная машина, гидротрансформатор, диагностические параметры, диагностирование, эксперимент.

Abstract

The article analyzes patterns of change in diagnostic parameters of the mobile machines hydraulic drive. The mathematical description of the indicators has been obtained to evaluate the quality of hydraulic drive operation with the variations of diagnostic parameters, and the regularities have been found to be taken into account in diagnosing algorithms. The method for evaluating the technical condition of the hydraulic drive is offered, which is based on the analysis of changes in diagnostic parameters, taking into account the patterns of deviation of parameters from permissible values, and which improves the accuracy of determining the time when the parameters reach their maximum permissible values.

Key words:

hydraulic drive, mobile machine, hydraulic torque converter, diagnostic parameters, diagnosing, experiment.

Характеристики изменения ресурса элементов шестеренного насоса

В соответствии с требованиями ГОСТ 17335-79 в заводских условиях были проведены ресурсные испытания и испытания на надежность шестеренного насоса гидропривода самосвала-землевоза и шахтного самосвала, которые выпускаются на заводе ОАО «БЕЛАЗ» – управляющая компания холдинга «БЕЛАЗ-ХОЛДИНГ»

(г. Могилев) (рис. 1).

Для испытаний масляных насосов и других элементов гидроприводов мобильных машин в заводских условиях создано специальное универсальное оборудование, показанное на рис. 2.

Были выбраны оцениваемые **параметры диагностирования** гидравлической, механической и тепловой природы: давление, расход и температура рабочей жидкости в магистралях, пода-

ча насоса, а также степень износа трущихся и сопрягаемых поверхностей гидроаппаратов.

Была разработана методика испы-

таний масляного насоса гидропривода и приведена гидравлическая схема стенда для их проведения.

а)

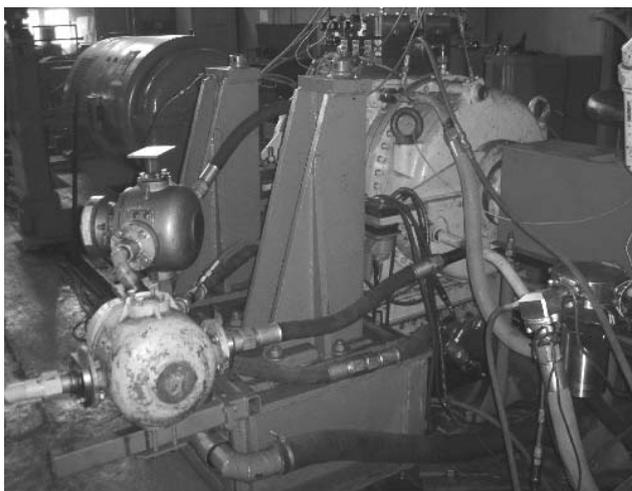


б)



Рис. 1. Землевозы и подземная техника Могилевского завода им. С. М. Кирова: а – самосвал-землевоз МоАЗ-75041 грузоподъемностью 27 т; б – самосвал шахтный МоАЗ-74052-9586 грузоподъемностью 25 т

а)



б)

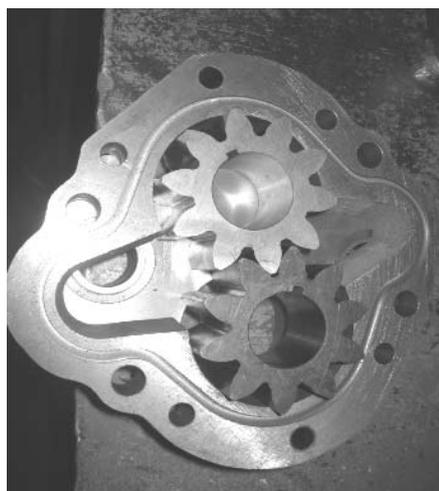


Рис. 2. Испытания элементов гидропривода мобильных машин: а – экспериментальная установка для испытаний масляных насосов и других элементов гидропривода; б – секция масляного насоса в разобранном виде

Гидравлическая схема стенда для испытания масляного насоса гидропривода, созданного в условиях предприятия ОАО «БЕЛАЗ» – управляющая компания холдинга «БЕЛАЗ-ХОЛДИНГ» (г. Могилев), представлена на рис. 3. В качестве рабочей жидкости для обкатки насосов используется масло марки «А» для гидросистем (ТУ 38.101.1282).

Перед установкой на стенд трущиеся поверхности насоса должны быть смазаны рабочей жидкостью. Обкатку насоса начинают без нагрузки с частоты вращения 300 мин^{-1} , прибавляя через каждые 5 мин $200 \dots 300 \text{ мин}^{-1}$, и доводят частоту вращения на холостом режиме до 900 мин^{-1} . Производят измерение производительности насоса при частоте 600 мин^{-1}

и температуре рабочей жидкости 80...90 °С.

При этом должна быть обеспечена производительность главной секции не менее 33 л/мин при противодавлении 0,95...1,05 МПа; производительность секции охлаждения гидротрансформатора – не менее 36 л/мин при противо-

давлении 0,35...0,45 МПа.

После измерения производительности насос нагружают давлением, начиная с частоты 1200 мин⁻¹: главную секцию насоса – 0,95..1,05 МПа; секции охлаждения гидротрансформатора – 0,35...0,45 МПа.

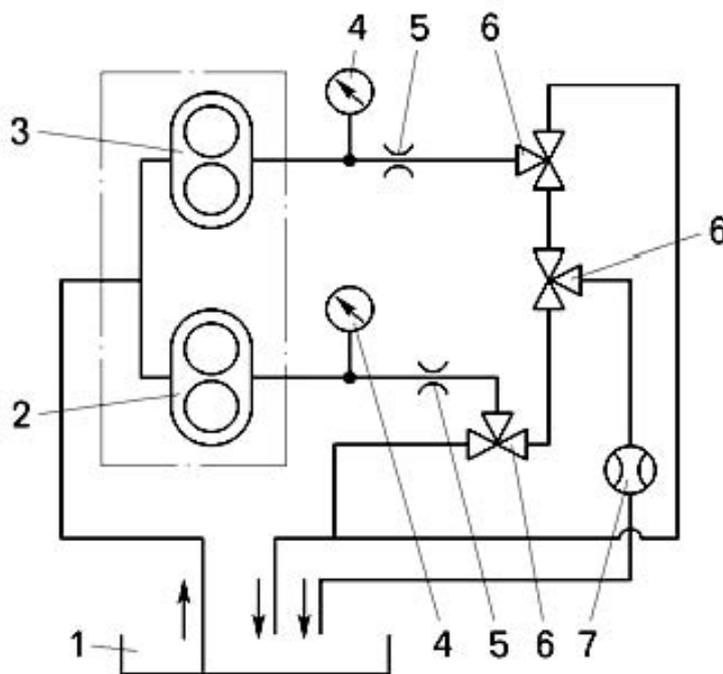


Рис. 3. Гидравлическая схема стенда для испытания двухсекционного масляного насоса: 1 – масляный бак; 2 – гидротрансформаторная секция насоса; 3 – главная секция насоса; 4 – манометр; 5 – дроссель; 6 – кран; 7 – расходомер

Прибавляя через каждые 5 мин 200...300 мин⁻¹, доводят частоту вращения под нагрузкой до 2000 мин⁻¹. Производят замеры производительности обеих секций масляного насоса при 600 мин⁻¹ и температуре рабочей жидкости 80...90 °С. При этом производительность главной секции должна быть 32...39 л/мин при противодавлении 0,95...1,05 МПа; производительность секции охлаждения гидротрансформатора – не менее 35 л/мин при противодавлении 0,35...0,45 МПа.

Если производительность в главной секции насоса более 39 л/мин, необходимо произвести повторно замер

производительности этой секции. Утечки масла через корпуса и уплотнения не допускаются.

Для испытаний насосов строительно-дорожных и других мобильных машин можно использовать специализированное стендовое оборудование, рекомендуемое соответствующими нормативными документами (ГОСТ 17752-81 *Гидропривод объемный и пневмопривод* и СП 12-105-2003 *Механизация строительства. Организация диагностирования строительных и дорожных машин*). Один из таких стендов приведен на рис. 4.

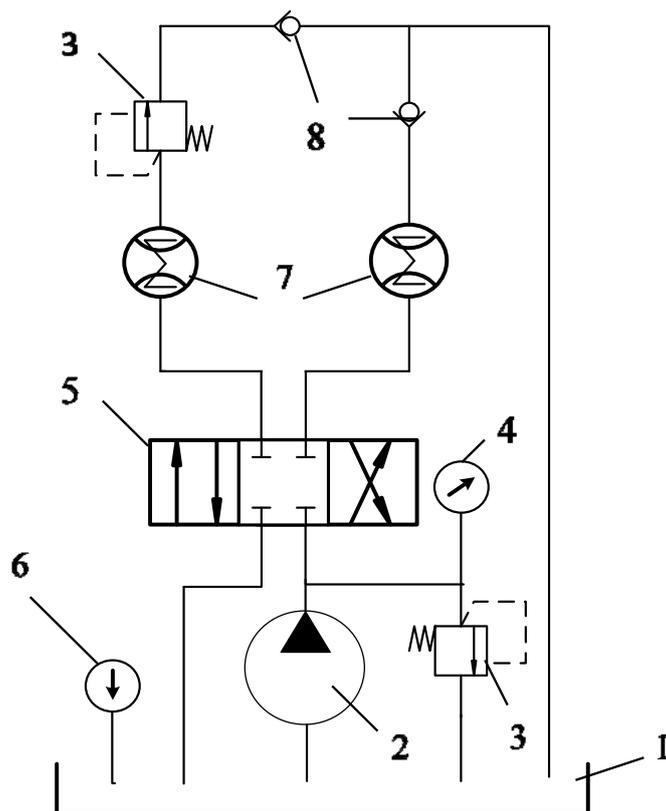


Рис. 4. Типовая схема специализированного стенда для диагностирования насоса: 1 – бак; 2 – испытуемый насос; 3 – предохранительный клапан; 4 – манометр (датчик давления); 5 – распределитель; 6 – термометр (датчик температуры); 7 – расходомер или датчик расхода; 8 – обратный клапан

На рис. 5 показаны расходные характеристики насоса, полученные после 380, 1700 и 3000 ч его обкатки при номинальном давлении в главной (0,4 МПа) и трансформаторной (1,0 МПа) секциях при температуре масла марки «А», равной 95 °С. В процессе ресурсных испытаний насос нагружался давлением в главной секции до 1,5 МПа, в трансформаторной – до 0,6 МПа, частота вращения доводилась до 2100 мин⁻¹. Расходные характеристики трансформаторной секции насоса имеют аналогичный вид.

Анализ графиков показывает, что производительность насоса (а значит, и его ресурс) в процессе эксплуатации снижается. При этом потери производительности насоса достигают 30 % – при низких и 15...20 % – при средних и больших частотах вращения вала.

В процессе испытаний производились частичная разборка насоса и замеры (микрометраж) толщины прокладок торцевого уплотнения в 6-ти точках и диаметра беговых дорожек обойм подшипников, установленных в корпусе насоса, а также радиальных зазоров подшипников. Определялись значения износа обойм подшипников и прокладок торцевого уплотнения. Оценивалась также потеря производительности насоса.

Была выявлена закономерность изменения общей работоспособности насоса.

На рис. 5 показаны результаты ресурсных испытаний партии насосов в отношении изменения износа беговых дорожек обойм подшипников Δ_{Π} главной секции насоса. Сплошные линии ограничивают разброс данных по

величине износа для подшипников ведомого вала насоса, а пунктирные – для ведущего.

Результаты испытаний и закономерности изменения износа отме-

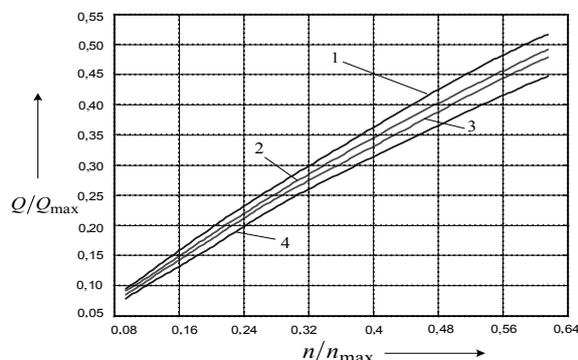


Рис. 5. Расходные характеристики насоса (главная секция): 1 – до испытаний; 2 – после 380 ч работы; 3 – после 1700 ч работы; 4 – после 3000 ч работы

Введем два диагностических параметра: величины износа Δ_u и скорости износа $\dot{\Delta}_u$. На основе аппроксимации результатов испытаний получена следующая модель процессов изнашивания отмеченных выше элементов подшипника насоса:

$$\Delta_u = \begin{cases} \frac{\Delta_1}{t_1^{0,5}} t^{0,5}, & t \leq t_1; \\ \Delta_1, & t_1 < t \leq t_2; \\ \Delta_1 + \frac{\Delta_{np} - \Delta_1}{t_{np}^2} t^2, & t_2 < t \leq t_{np}; \end{cases} \quad (1)$$

$$\dot{\Delta}_u = \begin{cases} \frac{\Delta_1}{2t_1^{0,5}} t^{-0,5}, & t \leq t_1; \\ 0, & t_1 < t \leq t_2; \\ \frac{2(\Delta_{np} - \Delta_1)}{t_{np}^2} t, & t_2 < t \leq t_{np}. \end{cases} \quad (2)$$

Аналогичные зависимости имеют величины износа трансформаторной секции насоса.

ченных элементов обрабатывались методом наименьших квадратов. Рис. 6 иллюстрирует график зависимости износа от времени.

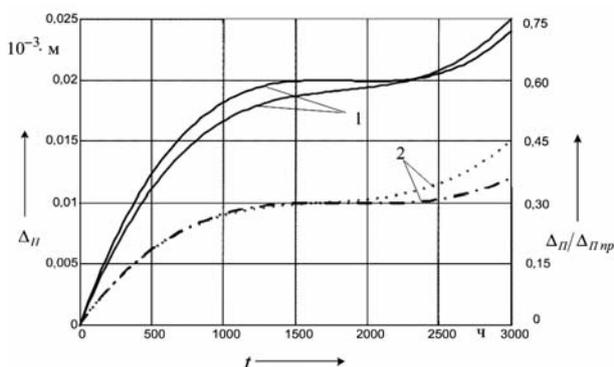


Рис. 6. Характеристика износа беговых дорожек обойм подшипников главной секции насоса: 1 – подшипник ведомого вала насоса; 2 – подшипник ведущего вала

На рис. 7 показана экспериментальная зависимость подачи двухсекционного насоса после определенной наработки от частоты вращения приводного вала в сравнении с эталонными (номинальными) характеристиками. Видно, что в связи с уменьшением ресурса и износом основных элементов происходит некоторое снижение подачи, а значит, и производительности насоса.

На рис. 8 приведены экспериментальные зависимости момента от частоты вращения насоса ГМП в сравнении с эталонными характеристиками.

Характеристики изменения ресурса фильтрующих элементов

Исследования фильтрующих элементов проводились в корпусе фильтров на заводском стенде, обеспечивающем расход жидкости в пределах 30...120 л/мин при температуре 20 и 80 °С.

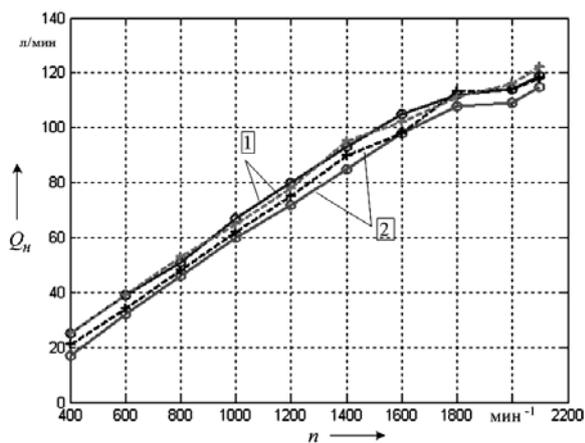


Рис. 7. Зависимость подачи насоса от частоты вращения приводного вала: 1 – главная секция; 2 – трансформаторная секция; – эталонные характеристики; - - - рабочие характеристики

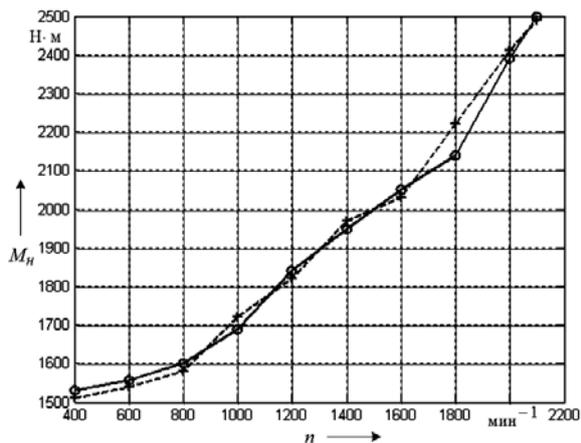


Рис. 8. Зависимость момента от частоты вращения приводного вала насоса: – эталонные характеристики; - - - рабочие характеристики

Схема стенда приведена на рис. 9. Расход жидкости измерялся расходомером, сопротивление фильтрующих эле-

ментов Δp определялось контрольным манометром класса 1,5 с ценой деления 0,002 МПа.

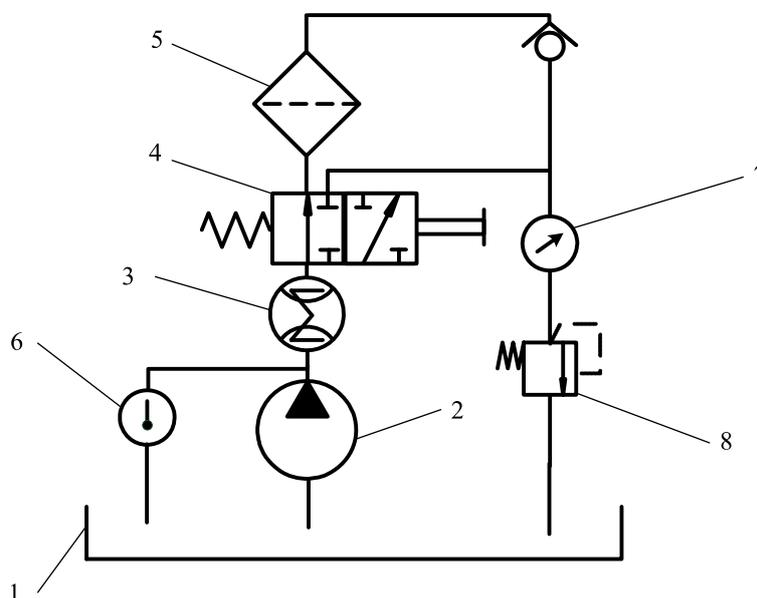


Рис. 9. Принципиальная гидравлическая схема стенда для испытаний масляных фильтров гидропривода: 1 – гидробак; 2 – насос; 3 – расходомер; 4 – кран-распределитель; 5 – испытуемый фильтр; 6 – датчик температуры; 7 – контрольный манометр; 8 – клапан предохранительный

В качестве рабочей жидкости использовалось применяемое в гидроприводах карьерной и шахтной техники масло марки «А», вязкость которого

составляет $93,97 \cdot 10^{-2}$ Ст – при температуре $+20 \text{ }^\circ\text{C}$ и $11,22 \cdot 10^{-2}$ Ст – при $+80 \text{ }^\circ\text{C}$. В одном положении крана-распределителя 4 (см. рис. 9) рабочая

жидкость идет через расходомер, а в другом – через испытуемый фильтр. Данный стенд позволяет определять сопротивления фильтрующих элементов фильтра в сборе и отдельно сопротивление корпуса фильтра без фильтрующих элементов, при этом сопротивление фильтрующих элементов можно найти путем вычитания из общего сопротивления фильтра сопротивления корпуса фильтра.

Основной диагностический параметр фильтров – гидравлическое сопротивление Δp , определяющее пропускную способность фильтрующих элементов. Гидравлическое сопротивление фильтра возрастает с течением времени в процессе эксплуатации гидропривода (с увеличением пробега машины).

Повышение значения Δp свидетельствует о засорении фильтрующего

элемента вследствие загрязнения рабочей жидкости и необходимости его очистки или замены. На величину Δp также сильно влияет температура (вязкость) рабочей жидкости.

На рис. 10 показана характеристика изменения сопротивления фильтрующих элементов в зависимости от изменения пробега, температуры рабочей жидкости и расхода. Графики показывают, что при температуре рабочей жидкости 20 °С зависимости носят регрессивный характер (степенная зависимость с показателем степени < 1), а при температуре 80 °С – прогрессивный (степенная зависимость с показателем степени > 1). Увеличение пробега машины (до 15...16 тыс. км), по сравнению с новыми фильтрующими элементами, повышает значение Δp в 5...7 раз.

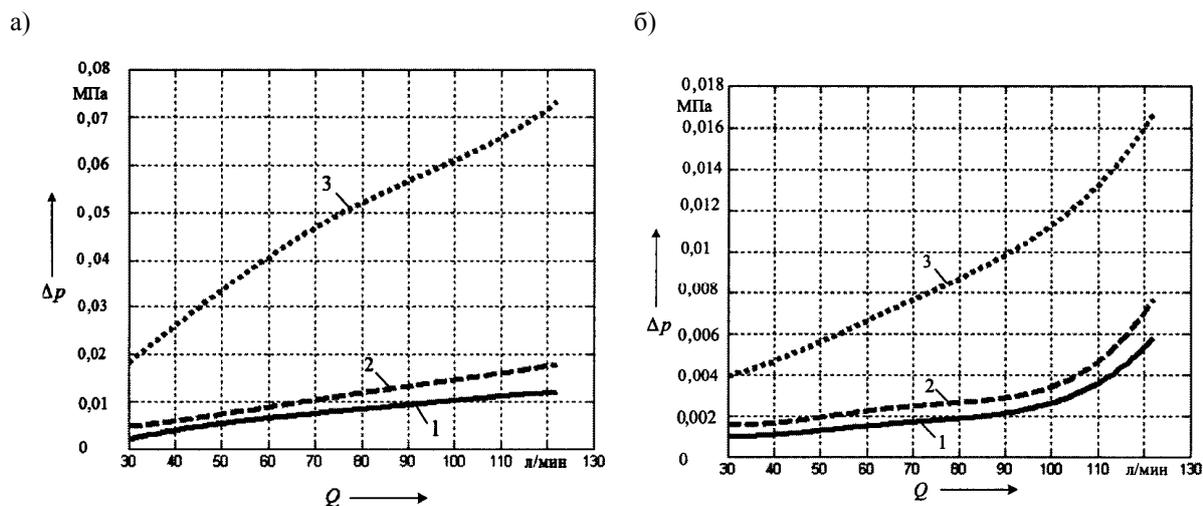


Рис. 10. Сопротивление фильтрующих элементов: а – при температуре рабочей жидкости 20 °С; б – при 80 °С; 1 – новые элементы; 2 – после пробега 10000 км; 3 – после пробега 16000 км

На рис. 11 даны ресурсные кривые фильтра ГМП, показывающие характер увеличения гидравлического сопротивления фильтра в зависимости от ресурса t машины, измеряемого в моточасах. Из графиков видно, что сопротивление фильтра Δp с увеличением ресурса значительно возрастает, что особенно

ощутимо при низких температурах жидкости и повышенных расходах.

На рис. 12 приведены экспериментальные характеристики, показывающие зависимость гидравлического сопротивления (перепада давления) фильтрующих элементов от расхода и температуры рабочей жидкости. Из

графиков видно, что при увеличении засоренности фильтров на 50 % (экспериментально это явление имитируется применением специальных фальш-фильтров) относительное со-

противление фильтра $\Delta p_{\phi} / \Delta p_{\phi, пр}$ возрастает в 1,5...2 раза – при больших и в 3...4 раза – при малых расходах масла.

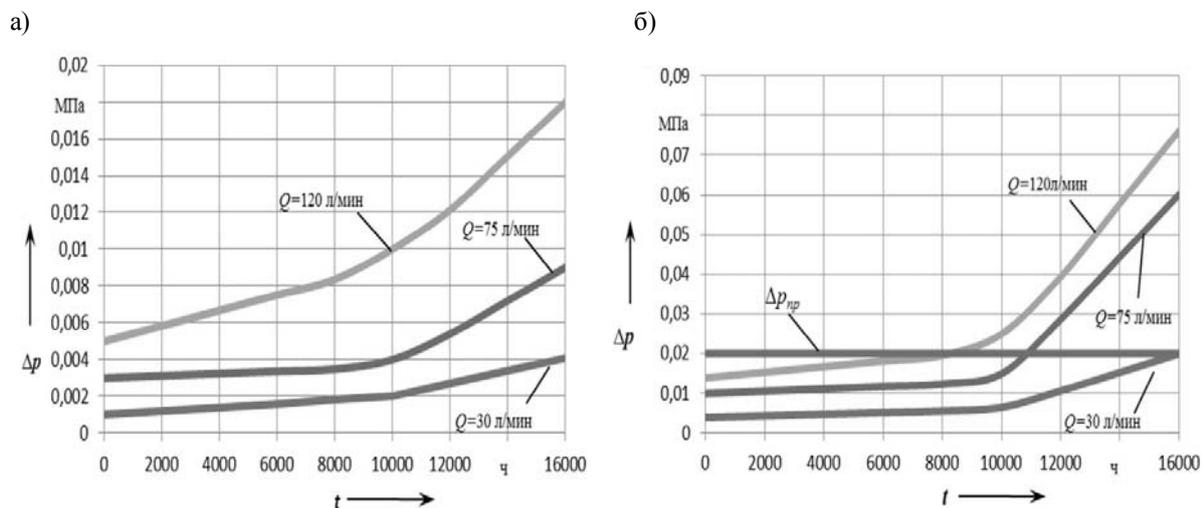


Рис. 11. Ресурсные характеристики фильтра ГМП: а – при температуре рабочей жидкости 80 °С; б – при 20 °С

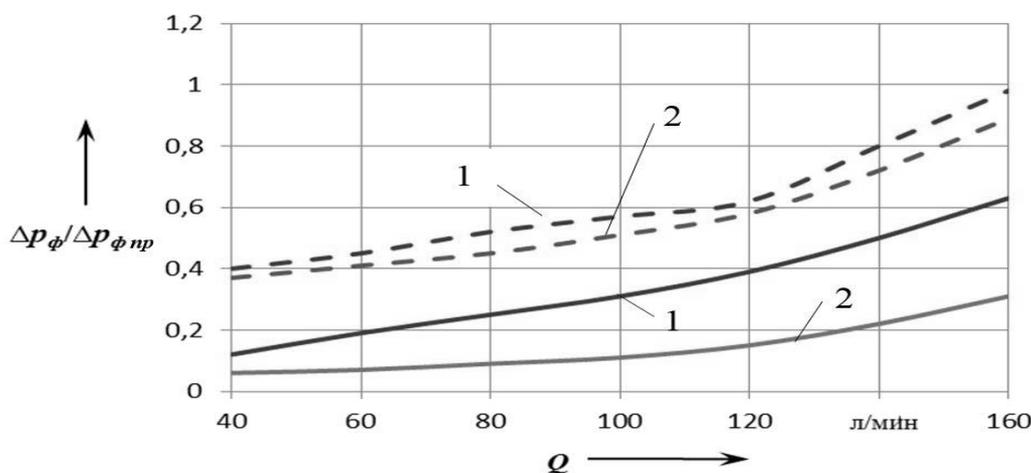


Рис. 12. Зависимость сопротивления фильтров от расхода и температуры рабочей жидкости: 1 – при температуре рабочей жидкости 30 °С; 2 – при температуре 70 °С; — – ресурс 3000 ч; - - - – степень засоренности фильтрующих элементов 50 %

Характеристики изменения ресурса золотниковых элементов, клапанов и уплотнительных элементов тормоза-замедлителя

При исследовании ресурса клапанов давления важными характеристиками являются изменение величины утечек расхода через них и изменение давления

их срабатывания в процессе эксплуатации гидропривода и износа основных элементов (пружин и т. д.).

В процессе заводских стендовых испытаний были установлены утечки масла $Q_{у,к}$ через перепускные клапаны эксплуатирующихся фильтров после определенной наработки (рис. 13). Эта-

лонный клапан был отрегулирован на номинальное давление начала открытия 0,23 МПа. Причем четкого начала от-

крытия опытных клапанов не наблюдалось ввиду наличия утечек масла.

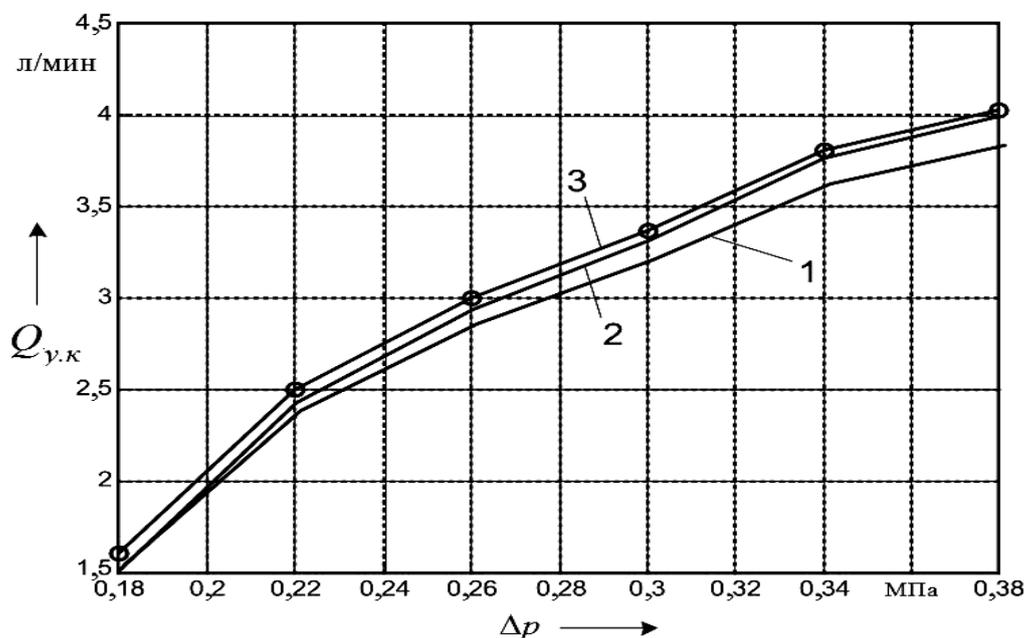


Рис. 13. Характеристики утечек масла через перепускные клапаны фильтров: 1 – наработка 900 ч; 2 – наработка 1200 ч; 3 – наработка 1500 ч

На самосвалах БелАЗ предусмотрено автоматическое управление тормозом-замедлителем (ТЗ) в процессе движения, которое основывается на срабатывании защиты двигателя от превышения допустимой частоты вращения. Экспериментально были установлены причины возникновения расхода утечек через щелевое уплотнение ротора ТЗ. На рис. 14 дана зависимость величины расхода утечек через уплотнение ротора ТЗ от перепада давления при номинальном зазоре, находящемся в пределах 0,1...0,12 мм.

В процессе эксплуатации ТЗ возрастает величина биения b , мм, между уплотняемыми диаметрами ротора, что в значительной мере влияет на увеличение утечек жидкости $Q_{у.р}$ через уплотнение (рис. 15), причем величина зазора 0,3 мм принята предельно допустимой.

Характеристики изменения ресурса элементов гидротрансформатора

В процессе испытаний ГДТ в составе ГМП измерялись следующие параметры: изменение давления и расхода рабочей жидкости в круге циркуляции, а также расход масла, сливаемого регулятором давления ГДТ. Измерения производились на нейтрали, 1...5 ступенях, а также в стоповом режиме при включенной 6-й передаче.

Был получен ряд характеристик, отражающих зависимости гидравлического сопротивления Δp ГДТ и его фильтра от частоты вращения насосного колеса, для различных режимов.

Установлено, что данные характеристики отражают устойчивые тенденции развития физических процессов, что можно использовать при прогнозировании (рис. 16).

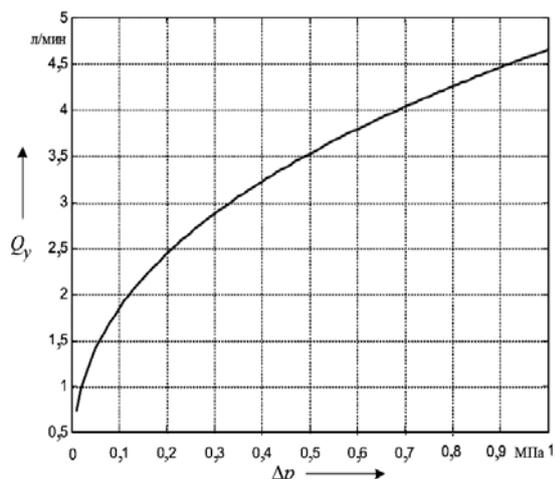


Рис. 14. Характеристика расхода утечек через уплотнение ротора тормоза-замедлителя

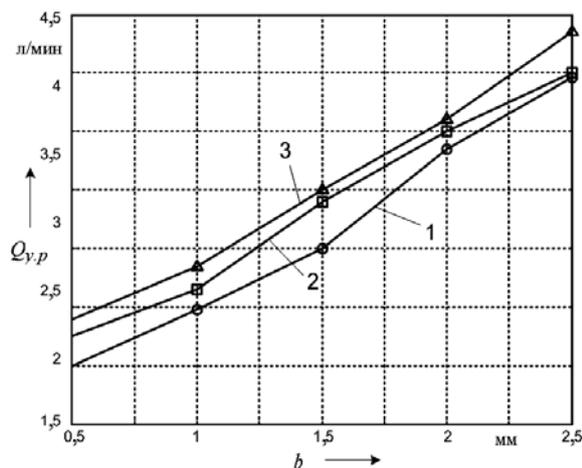


Рис. 15. Влияние величины биения ротора тормоза-замедлителя на расход утечек через уплотнение: 1 – наработка 2000 ч; 2 – наработка 4500 ч; 3 – наработка 6500 ч

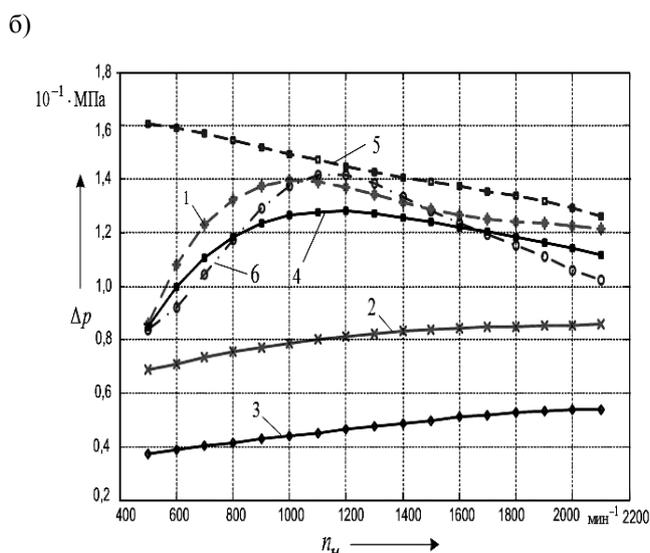
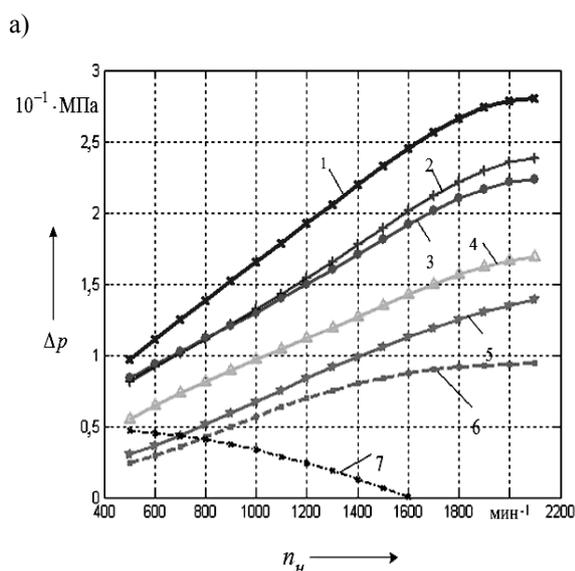


Рис. 16. Изменения давления в магистралях ГДТ мобильной машины: а – ГДТ в целом; б – фильтр ГДТ

На рис. 16, а отмечены следующие режимы работы ГДТ: 1 – регулятор давления отрегулирован на номинальное давление 0,5 МПа; 2 – регулятор давления отрегулирован на 20 % ниже номинального; 3 – давление на входе в ГДТ постоянно 0,4 МПа (расход постоянный) при $n_{об} = 1000 \text{ мин}^{-1}$; 4 – регулятор давления ГДТ сливает на всасывание насоса ГДТ; 5 – регулятор давления отрегулирован на 50 % от номинального;

6 – выход из ГДТ заглушен (имитация засорения фильтров ГДТ); 7 – стоповый режим ГДТ.

Из графиков на рис. 16, а видно, что при снижении уровня настройки регулятора давления ГДТ гидравлическое сопротивление ГДТ падает (кривые 1, 2 и 5). В случае засорения фильтров ГДТ его гидравлическое сопротивление уменьшается в 2,5...3 раза по сравнению с рабочим режимом при номинальной

настройке регулятора (кривая б).

Установлено, что при регулировке регулятора давления ГДТ на величину 0,5 МПа расход масла в круге циркуляции ГДТ изменяется от 50 до 75 л/мин в диапазоне частот 600...2100 мин⁻¹. При увеличении давления регулировки в 2 раза расход возрастает до 80...90 л/мин. Величина недоиспользованного расхода рабочей жидкости, сливаемой регулятором давления ГДТ, может достигать 90...95 л/мин. Отказы, связанные с неисправностью регулятора давления, отражаются на величине гидравлического сопротивления ГДТ.

На рис. 16, б отмечены следующие режимы: 1 – регулятор давления отрегулирован на номинальное давление 0,5 МПа; 2 – регулятор давления отрегулирован на 20 % ниже номинального; 3 – регулятор давления отрегулирован на 50 % от номинального; 4 – давление на входе в ГДТ постоянно 0,4 МПа (расход постоянный) при $n_{\text{об}} = 1000$ мин⁻¹; 5 – регулятор давления ГДТ сливает на всасывание насоса ГДТ; 6 – стоповый режим ГДТ.

Из рис. 16, б видно, что различные величины давления на входе в ГДТ определяют разные значения перепада давления на фильтре ГДТ (его гидравлическое сопротивление).

Некоторое снижение сопротивления фильтра ГДТ при высоких значениях частот вращения насосного колеса

объясняется увеличенной всасывающей способностью шестеренного насоса.

Выводы

1. Вышеприведенные характеристики несут ценную диагностическую информацию. По завершении обработки результатов эксперимента были получены зависимости (регрессионные уравнения) характеристик для различных режимов работы ГДТ, которые были использованы в базе данных контроллера в качестве эталонных для работоспособного состояния механизма. Это позволяет в процессе измерений текущих значений диагностических параметров производить требуемый сравнительный анализ и выявлять неработоспособное состояние.

2. Получено математическое описание показателей оценки работоспособности и качества функционирования элементов гидропривода мобильной машины при вариациях диагностических параметров в условиях функционирования ГП и выявлены закономерности для их учета в алгоритмах диагностирования.

3. Предложена методика оценки технического состояния ГП на основе анализа изменения диагностических параметров с учетом закономерностей отклонения параметров от допустимых значений, позволяющая повысить точность установления момента достижения диагностическими параметрами своих предельно допустимых значений.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. 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.

Статья сдана в редакцию 11 сентября 2015 года

Сергей Анатольевич Рынкевич, д-р техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет. E-mail: rynkev@tut.by.

Ирина Юрьевна Хадкевич, аспирант, Белорусско-Российский университет. E-mail: irina-bru@mail.ru.

Sergey Anatolyevich Rynkevich, DSc (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University. E-mail: rynkev@tut.by.

Iryna Yurevna Khadkevich, PhD student, Belarusian-Russian University. E-mail: irina-bru@mail.ru.

УДК 621.83.06

Е. С. Фитцова

РЕДУКТОРНЫЙ МЕХАНИЗМ НА ОСНОВЕ СФЕРИЧЕСКОЙ РОЛИКОВОЙ ПЕРЕДАЧИ

UDC 621.83.06

E. S. Fittsova

REDUCTION MECHANISM ON THE BASIS OF SPHERICAL ROLLER TRANSMISSION

Аннотация

Разработана конструкция механизма, обеспечивающего снижение скорости вращения и увеличение крутящего момента с передаточным отношением от 2 до 10 при передаче вращения под углом. Преимуществами механизма являются низкая материалоемкость и возможность изменять углы наклона валов. Результаты компьютерного моделирования подтверждена работоспособность механизма. Получена зависимость передаточного отношения от геометрических параметров. Определен КПД механизма.

Ключевые слова:

механическая передача, редуктор, сферический механизм, промежуточные тела качения, карданный шарнир.

Abstract

The design of the mechanism has been developed, which reduces the speed of rotation and increases the torque, with a 2 to 10 gear ratio in the transfer of angular rotation. The advantages of the mechanism are its low materials consumption and the opportunity to change inclination angles of shafts. The results of computer simulation have confirmed the efficiency of the mechanism. The dependency of the gear ratio on the geometric parameters has been obtained. The mechanism efficiency has been determined.

Key words:

mechanical transmission, reducer, spherical mechanism, intermediate rolling bodies, cardan joint.

Введение

Для передачи вращения под углом при пересекающихся осях входного и выходного валов с одновременным снижением угловой скорости и увеличением вращающего момента наиболее часто применяются конические зубчатые передачи. Объем их производства по разным оценкам составляет 30...35 % от цилиндрических зубчатых передач. Альтернативы им практически не существует, хотя эти передачи имеют такие недостатки, как пониженная нагрузочная способность из-за консольного расположения как минимум одного

из колес и необходимость проектирования специальных устройств для точной регулировки. В инженерной практике, тем не менее, встречаются случаи, когда нужно не только передать вращение под углом, но и иметь возможность изменять данный угол в процессе работы. Для этих целей применяют карданные шарниры [1], однако они не обеспечивают редукции скорости с передаточным отношением более двух и его постоянства. Сдвоенные карданные шарниры передают вращение валов с равными угловыми скоростями при определенной зависимости углов наклона.

В задачи исследования входила разработка конструкции механизма, который обеспечивал бы редукцию скорости и пропорциональное увеличение момента, возможность изменения углов наклона ведущего и ведомого валов.

Конструкция и принцип работы механизма

Разработаны принципиальная схема, конструкция и компьютерная твердотельная модель механизма, представляющего собой сочетание понижающей механической передачи и сдвоенного карданного шарнира. Параметрическая модель механизма создана в системе Siemens NX и показана на рис. 1. В конструкции применен

один из видов передач с промежуточными телами качения [2].

Ведущий и ведомые валы, спроектированные с фланцевыми полумуфтами, имеют возможность наклона с помощью карданных шарниров, которые закрываются в корпусе редуктора резиновыми или гофрированными рукавами, предотвращающими вытекание смазки и попадание в редуктор пыли и грязи. Механизм поворота редуктора с фиксацией его положения относительно лап может обеспечивать равенство значений углов наклона осей ведущего и ведомого валов β_1 и β_2 в одной плоскости (для повышения стабильности передаточного отношения) при фиксированном положении отверстий под лапы редуктора на раме.

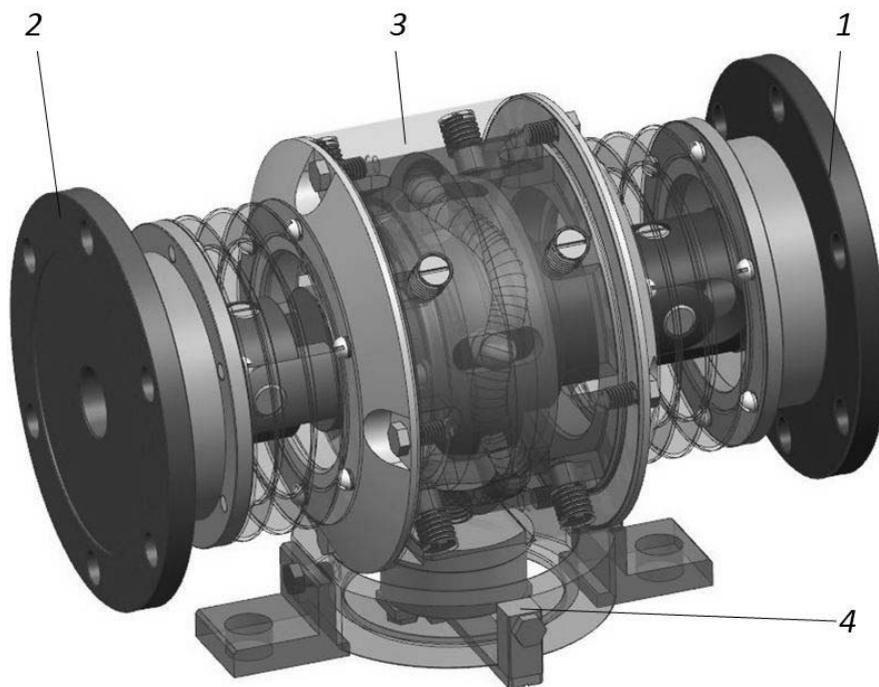


Рис. 1. Редукторный механизм: 1 – ведущий вал; 2 – ведомый вал; 3 – редукторный узел; 4 – механизм поворота

В качестве редуктора использован сферический редуцирующий механизм с составными промежуточными элементами – роликами [3, 4]. Теоретически применять можно любую соосную механическую передачу, например, планетарную зубчатую передачу, скон-

струированную по схеме 2К–Н. Однако она имеет увеличенные радиальные размеры и, соответственно, материалоемкость.

В рассматриваемом механизме (рис. 2) одна из вилок ведущего карданного шарнира 7 соединена с ведущим

валом 5, а другая – с внутренним кулачком 1 (ведущим элементом сферической роликовой передачи).

Внутренний кулачок 1 представляет собой деталь с кольцевой канавкой, плоскость расположения которой наклонена к оси вращения под определенным углом. Поверхность канавки взаимодействует с размещенными в ней телами качения 4. Тела качения – составные ролики – перемещаются по данной кольцевой канавке при ее вращении,

контактируя при этом с неподвижной периодической беговой дорожкой, образованной двумя сферическими торцовыми кулачками 3' и 3". Тела качения в процессе работы передачи также взаимодействуют с осевыми пазми сепаратора 2, который является ведомым элементом редуктора. Сепаратор имеет соединение с одной из вилок выходного карданного шарнира 8, а другая вилка этого шарнира – с ведомым валом 6 механизма.

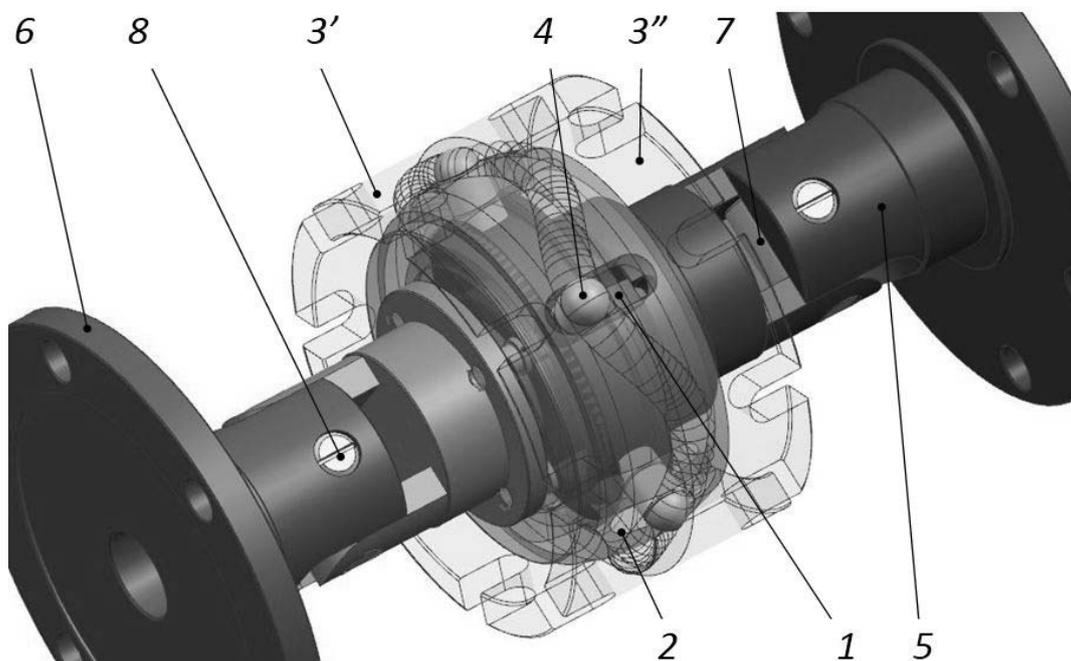


Рис. 2. Редукторный узел: 1 – внутренний кулачок с кольцевой беговой дорожкой; 2 – сепаратор; 3', 3'' – наружные корпусные кулачки, образующие неподвижную периодическую беговую дорожку; 4 – составные промежуточные тела с элементами качения; 5 – ведущий вал; 6 – ведомый вал; 7, 8 – ведущий и ведомый карданные шарниры

Ведущий элемент сферической передачи – внутренний кулачок 2 (рис. 3, а) – самоустанавливается относительно центра сферических поверхностей с помощью двух секторов 3, закрепленных на вилке 1 входного карданного шарнира.

Ролики спроектированы составными. Каждый ролик включает три элемента. Один из элементов контактирует с пазом внутреннего кулачка, другой – с поверхностями пазов сепаратора, а третий – с беговой дорожкой, обра-

зованной наружными кулачками. При этом каждый из элементов ролика имеет возможность осуществлять чистое качение (без проскальзывания), что повышает КПД механизма [5].

Наиболее рациональной формой наружной поверхности для промежуточного элемента является цилиндрическая с диаметром образующей окружности d_s . Однако поверхность элемента ролика, контактирующая с поверхностями сферических наружных кулачков, выполнена полусферической (рис. 3, б)

с радиусом r_s . Это связано со сложностью изготовления кулачковых профилей, контактирующих с цилиндрическими элементами, центры масс которых перемещаются по траекториям, расположенным на сфере. Задача трудно осуществима на современных обра-

батывающих центрах с возможностью 4-координатной обработки. В рассматриваемом случае изготовление рабочих поверхностей наружных кулачков производится с помощью сферической фрезы. Диаметр стержня d_s определяется из условий прочности на смятие и срез.

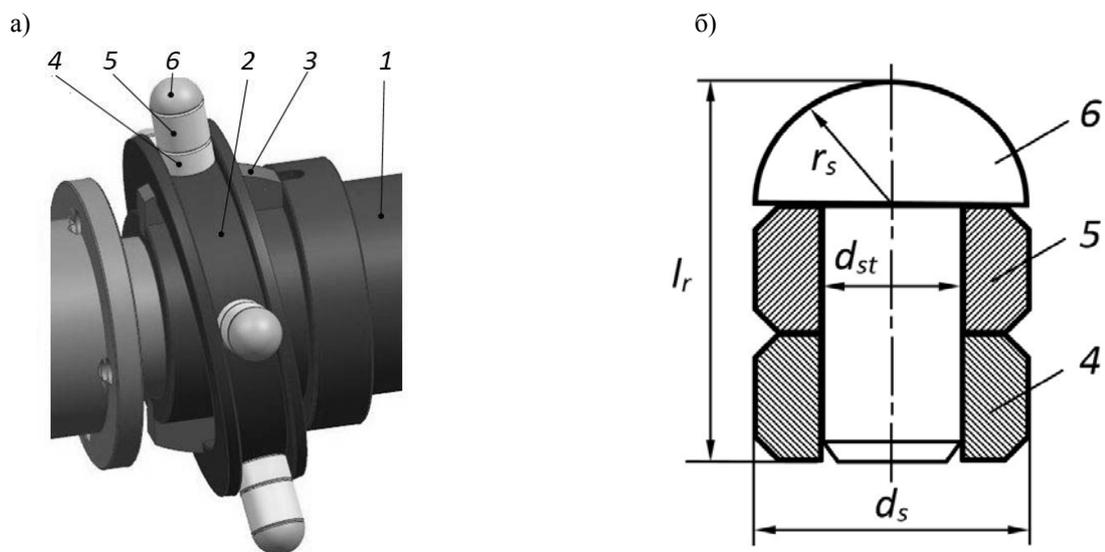


Рис. 3. Ведущий и промежуточный элемент сферической передачи: а – общий вид ведущего элемента редуктора; б – схема составного промежуточного элемента; 1 – ведущий вал; 2 – внутренний кулачок; 3 – сектор; 4, 5, 6 – элементы составного ролика

Кинематический анализ механизма

В конструкции исследуемого механизма редуктор объединен со сдвоенным карданным шарниром. Кинематическая схема механизма показана на

рис. 4. Условно можно рассматривать механизм сдвоенного карданного шарнира (с шарнирами А и В) и с карданным валом АВ.

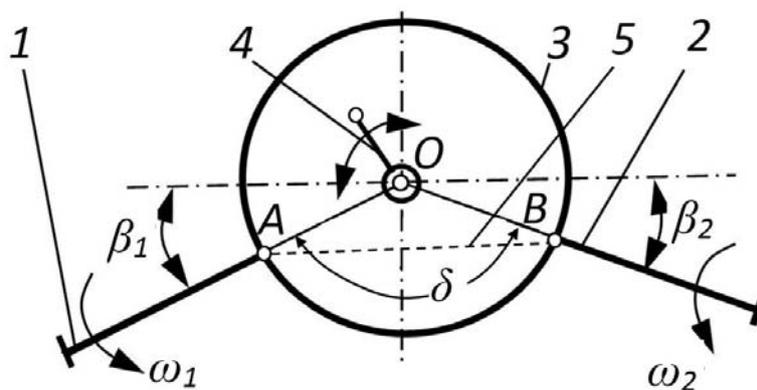


Рис. 4. Кинематическая схема механизма: 1 – ведущий вал; 2 – ведомый вал; 3 – редукрующий механизм; 4 – механизм поворота и фиксации корпуса редуктора относительно лап; 5 – условный карданный вал

Снизить неравномерность угловой скорости ведомого вала сдвоенного карданного шарнира при постоянной скорости вращения ведущего вала можно, выполнив несколько условий:

1) углы между валами 1 и 2 и валами 2 и 3 равны между собой по абсолютной величине ($\beta_1 = \beta_2$);

2) оси валов механизма лежат в одной плоскости.

Первое условие справедливо для сдвоенного карданного шарнира без редукции скорости. Определим, относится ли оно к исследуемому механизму.

Из теории сложения вращений вокруг пересекающихся осей известна зависимость угловой скорости $\omega_{\text{вн.кул}}$ ведущего вала сферического редуктора (внутреннего кулачка) [6]

$$\omega_{\text{вн.кул}} = \omega_1 \cdot \frac{\cos(\beta_1)}{1 - \cos^2(\varphi_1) \cdot \sin^2(\beta_1)}, \quad (1)$$

где φ_1 – угол поворота ведущего вала 1 механизма.

Формула (1) определяет кинематические зависимости при передаче вращения от вала 1 к условному валу 5 с помощью карданного шарнира А.

Тогда угловая скорость выходного

$$\omega_2 = \frac{\omega_1 \cdot \cos(\beta_1) \cdot \cos(\beta_2)}{i_n \cdot (1 - \cos^2(\varphi_1) \cdot \sin^2(\beta_1)) \cdot \left(1 - \cos^2\left(\frac{\arctg(\text{tg}(\varphi_1) / \cos(\beta_1))}{i_n}\right) \cdot \sin^2(\beta_2) \right)}. \quad (4)$$

Мгновенное передаточное отношение всего механизма

$$i = \frac{i_n \cdot (1 - \cos^2(\varphi_1) \cdot \sin^2(\beta_1)) \cdot \left(1 - \cos^2\left(\frac{\arctg(\text{tg}(\varphi_1) / \cos(\beta_1))}{i_n}\right) \cdot \sin^2(\beta_2) \right)}{\cos(\beta_1) \cdot \cos(\beta_2)}. \quad (5)$$

Численный анализ зависимости (5) показывает, что передаточное отношение механизма нестабильно, как и у сдвоенного карданного шарнира без встроенного редукторного узла [7, 8]. При заданном угле между осями валов δ

вала механизма 2, с учетом выражения (1),

$$\omega_2 = \omega_{\text{сеп}} \cdot \frac{\cos(\beta_2)}{1 - \cos^2(\varphi_{\text{сеп}}) \cdot \sin^2(\beta_2)}, \quad (2)$$

где $\omega_{\text{сеп}}$ – угол поворота ведомого вала редуктора (сепаратора), который является входным звеном для карданного шарнира В при передаче вращения от условного вала 5 к выходному валу 2 механизма; $\varphi_{\text{сеп}}$ – угол поворота ведомого вала редуктора (сепаратора).

Используя известную зависимость $\text{tg}(\varphi_1) = \text{tg}(\varphi_{\text{вн.кул}}) \cdot \cos(\beta_1)$, получим

$$\varphi_{\text{сеп}} = \frac{\varphi_{\text{вн.кул}}}{i_n} = \frac{\arctg(\text{tg}(\varphi_1) / \cos(\beta_1))}{i_n}, \quad (3)$$

где i_n – передаточное отношение сферической передачи, зависящее от соотношения числа периодов беговых дорожек внутреннего и наружного кулачков.

Угловая скорость сепаратора сферической передачи также подчиняется зависимости $\omega_{\text{сеп}} = \omega_{\text{вн.кул}} / i_n$.

В этом случае, с учетом формул (1)...(3), угловая скорость ведомого вала 2 механизма как функция, зависящая от кинематических параметров ведущего вала 1 механизма, будет равна:

равенство β_1 и β_2 обеспечивается самоустановкой корпуса редуктора относительно оси Oz (в плоскости xOy). Данная установка производится с помощью опоры с вертикальным расположением оси подшипника (упорного или упорно-

радиального), положение корпуса может быть зафиксировано посредством стопорных винтов.

Определение КПД сферической передачи

КПД исследуемых передач зависит от коэффициента трения f в контакте поверхностей деталей и углов подъема центровых кривых α_1 и α_3 . Рассмотрим алгоритм для расчета углов подъема синусоидальных центровых кривых для сферических ППТК. Дуговая координата s изменяется вдоль средней линии в плоскости xOy в диапазоне $0 \dots 2\pi R$. Для упрощения вычислений рассматриваем модель, в которой составные тела качения заменены материальными точками, совпадающими с их центрами масс.

Уравнения координат точек неподвижной центровой кривой как функций дуговой координаты s

$$x_3(s) = R \cdot \cos\left(\frac{s - \frac{2\pi \cdot i}{n}}{R}\right) \times \cos\left(\frac{A}{R} \cdot \sin\left(Z_3 \cdot \frac{s - \frac{2\pi \cdot i}{n}}{R}\right)\right); \quad (6)$$

$$y_3(s) = R \cdot \sin\left(\frac{s - \frac{2\pi \cdot i}{n}}{R}\right) \times \cos\left(\frac{A}{R} \cdot \sin\left(Z_3 \cdot \frac{s - \frac{2\pi \cdot i}{n}}{R}\right)\right); \quad (7)$$

$$z_3(s) = R \cdot \sin\left(\frac{A}{R} \cdot \sin\left(Z_3 \cdot \frac{s - \frac{2\pi \cdot i}{n}}{R}\right)\right), \quad (8)$$

где R – радиус средней (экваториальной) окружности; n – число тел качения; i – номер тела качения, $i = 0 \dots n - 1$; A – амплитуда центровых кривых; Z_1, Z_3 – число периодов синусоидальных центровых кривых наружного и внутреннего кулачков соответственно.

Радиус окружности (несущей), образуемой сечением сферы плоскостью, перпендикулярной оси Oz , параллельной экваториальной окружности и проходящей через рассматриваемую точку пересечения центровых кривых (центр тела качения):

$$R_0(s) = \sqrt{x_3(s)^2 + y_3(s)^2}. \quad (9)$$

Уравнения координат точек окружности (по параллелям)

$$x_0(s) = R_0(s) \cdot \cos\left(\frac{s - \frac{2\pi \cdot i}{n}}{R_0(s)}\right); \quad (10)$$

$$y_0(s) = R_0(s) \cdot \sin\left(\frac{s - \frac{2\pi \cdot i}{n}}{R_0(s)}\right); \quad (11)$$

$$z_0(s) = 0. \quad (12)$$

Далее определяем вектор касательной к центровой кривой и вектор касательной к несущей окружности соответственно:

$$a_\tau(s) = \begin{pmatrix} \frac{d}{ds} x_3(s) \\ \frac{d}{ds} y_3(s) \\ \frac{d}{ds} z_3(s) \end{pmatrix};$$

$$\tau(s) = \begin{pmatrix} \frac{d}{ds} x_0(s) \\ \frac{d}{ds} y_0(s) \\ \frac{d}{ds} z_0(s) \end{pmatrix}. \quad (13)$$

Угол подъема центральной кривой наружного (остановленного) кулачка находим по формуле

$$\alpha_3(s) = \arccos\left(\frac{a_\tau(s) \cdot \tau(s)}{|a_\tau(s)| \cdot |\tau(s)|}\right). \quad (14)$$

По результатам расчета в системе Mathcad была получена графическая зависимость угла подъема от дуговой координаты (рис. 5). Она полностью сов-

пала (с учетом знаков) с зависимостью угла подъема для синусоиды, расположенной на цилиндрической поверхности [9]. Аналогичное соответствие наблюдается и для однопериодной кривой ведущего кулачка. На основании этого делаем вывод, что для определения углов подъема сферических кривых можно использовать зависимости, полученные для цилиндрических кривых.

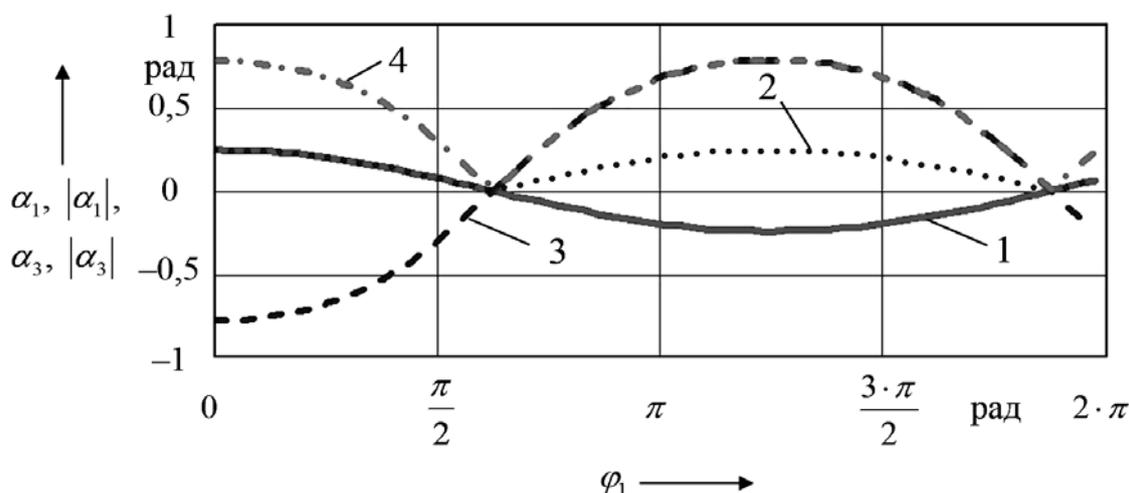


Рис. 5. График зависимости угла подъема сферической центральной кривой (синусоиды) от дуговой координаты: 1 – абсолютное значение α_1 ; 2 – модуль значения угла α_1 ; 3 – абсолютное значение α_3 ; 4 – модуль значения угла α_3

КПД исследуемого механизма определяем по формуле

$$\eta = \eta_{u1} \cdot \eta_n \cdot \eta_{u2}, \quad (15)$$

где η_{u1} и η_{u2} – КПД выходного и входного шарниров соответственно; η_n – КПД сферической ППТК.

КПД шарниров η_{u1} и η_{u2} зависят от углов β_1 и β_2 соответственно и составляют 0,96...0,99.

КПД передачи

$$\eta_n = \frac{M_2}{M_1 \cdot i_n}. \quad (16)$$

Вращающий момент на ведущем валу

$$M_1 = \frac{M_2}{u \cdot \cos(\phi)} \times \left(\sum_{k=0}^{n-1} \frac{\sin(\alpha_1 + \phi) \cdot \cos(\alpha_3 - 2\phi)}{\sin(\alpha_1 + \alpha_3)} \right), \quad (17)$$

где ϕ – угол трения, $\phi = \arctg(f)$.

На рис. 6 показаны результаты расчета моментов и КПД за один оборот ведущего вала для передачи со следующими параметрами: $A = 10$ мм, $R = 40$ мм, $Z_1 = 1$, $Z_3 = 4$, $i_n = 5$, $M_2 = 200$ Н·м.

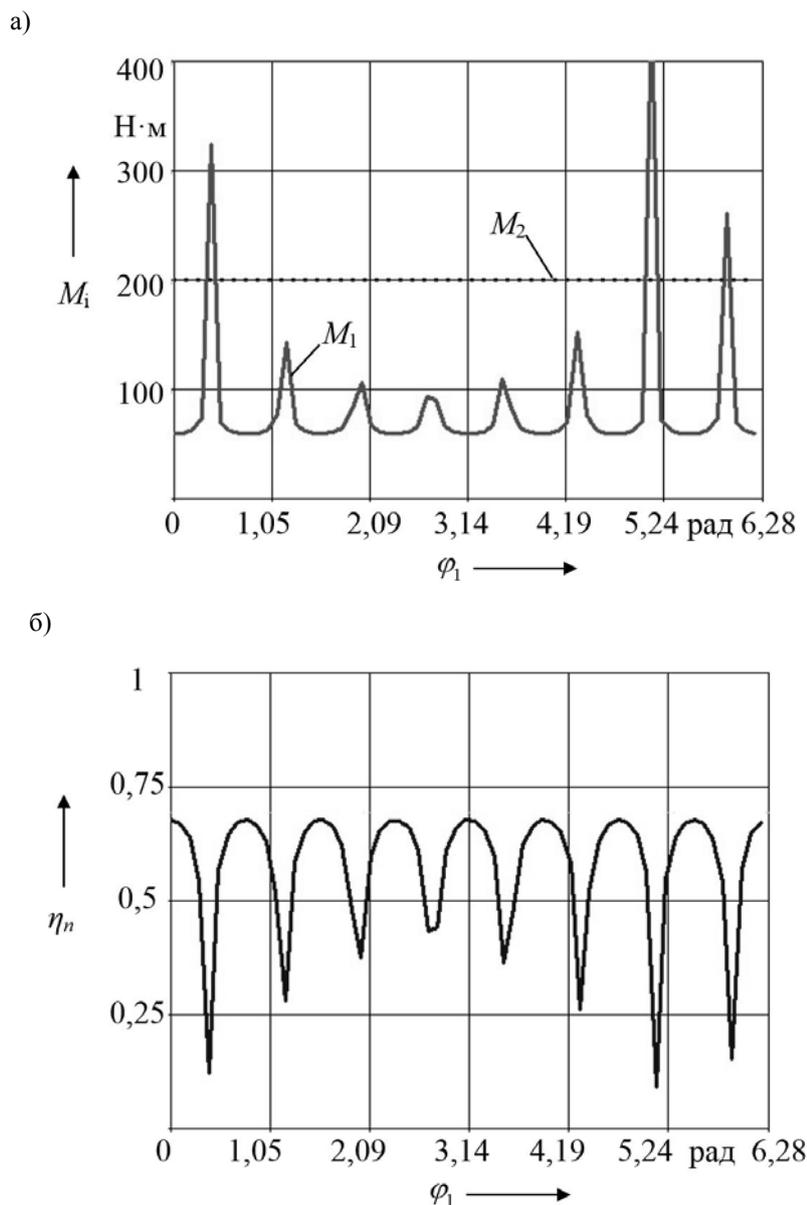


Рис. 6. Зависимость вращающих моментов (а) и КПД передачи (б) от угла поворота ведущего вала

С учетом формулы (1) можно определить, что КПД исследуемого механизма будет равен $0,7 \dots 0,75$ в зависимости от углов наклона осей валов β_1 и β_2 и приведенного коэффициента трения f , который принимался равным $0,05$.

Выводы

Разработан механизм, обладающий большей нагрузочной способностью по сравнению с конической передачей при аналогичных габаритных

размерах, т. к. мощность передается одновременно по нескольким параллельным потокам (телам качения). Например, при передаточном отношении $i_n = 5$ число таких потоков также равно пяти.

Установлено, что КПД сферических передач равен КПД цилиндрических ППТК, т. к. углы подъема центровых кривых этих передач изменяются одинаково. КПД механизма примерно соответствует КПД червячной передачи с однозаходным червяком.

Помимо редукторных узлов, на базе данного механизма возможно создание коробок скоростей при придании до-

полнительной степени свободы корпусу и поочередному торможению одного из звеньев.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Малаховский, Я. Э. Карданные передачи / Я. Э. Малаховский, А. А. Лапин, Н. К. Веденеев. – М. : Машгиз, 1962. – 153 с.
2. Лустенков, М. Е. Передачи с промежуточными телами качения: определение и минимизация потерь мощности: монография / М. Е. Лустенков. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2010. – 274 с.
3. Лустенков, М. Е. Планетарные шариковые передачи: особенности прочностных расчетов / М. Е. Лустенков // Вестн. машиностроения. – 2010. – № 9. – С. 13–17.
4. Лустенков, М. Е. Шариковые планетарные передачи для средств малой механизации / М. Е. Лустенков // Вестн. машиностроения. – 2004. – № 6. – С. 15–17.
5. Лустенков, М. Е. Определение КПД передач с составными промежуточными телами качения / М. Е. Лустенков // Изв. высш. учеб. заведений. Машиностроение. – 2014. – № 6. – С. 13–19.
6. Лойцянский, Л. Г. Курс теоретической механики : в 2 т. / Л. Г. Лойцянский, А. И. Лурье. – М. : Наука, 1982. – Т. 1. – 352 с.
7. Исследование кинематики двухшарнирной карданной передачи с помощью корреляционно-регрессионного анализа / Ю. А. Гурвич, А. А. Вареник, А. Г. Августиневич, О. Л. Старовойтова // Теоретическая и прикладная механика. – 2011. – Вып. 26. – С. 278–285.
8. Лустенков, М. Е. Механизм с изменяющимся углом между осями валов / М. Е. Лустенков, Е. С. Фитцова // Вестн. Брян. гос. техн. ун-та. – 2014. – № 1. – С. 46–50.
9. Фитцова, Е. С. Силовой анализ сферических передач с промежуточными телами качения / Е. С. Фитцова // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2014. – № 4. – С. 92–99.

Статья сдана в редакцию 8 сентября 2015 года

Екатерина Сергеевна Фитцова, аспирант, Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-222-25-10-91.

Ekaterina Sergeyevna Fittsova, PhD student, Belarusian-Russian University. Phone: +375-222-25-10-91.

УДК 621.97

Д. Г. Шатуров, В. В. Баранова, Г. Ф. Шатуров

ИССЛЕДОВАНИЕ ПОГРЕШНОСТИ ПРИ ТОКАРНОЙ ОБРАБОТКЕ ВАЛОВ

UDC 621.97

D. G. Shaturov, V. V. Baranova, G. F. Shaturov

STUDY OF ERRORS IN SHAFT TURNING

Аннотация

Предложена математическая зависимость для определения расположения экстремума упругой линии перемещений оси жесткого вала в процессе обработки. Проведены исследования, позволяющие осуществить прогнозирование и управление точностью формообразования поверхностей валов при точении.

Ключевые слова:

обработка, резец, упругая деформация, перемещение оси вала, погрешность.

Abstract

The paper offers the mathematical relationship for determining the location of the extremum of an elastic line of displacements of a rigid shaft axis during machining. The studies done, allow forecasting and monitoring the precision of the formation of shaft surfaces in turning processes.

Key words:

machining, cutter, elastic deformation, displacement of shaft axis, error.

Технологическая система, состоящая из опор вала, заготовки и инструмента, в процессе токарной обработки представляет собой упругую динамическую систему, элементы которой под действием силы резания взаимно перемещаются в результате деформации, что обуславливает возникновение погрешностей обработки [1–5].

Настройка резца на размер осуществляется у менее жесткой задней бабки станка, где для жестких валов ($l/d \leq 1,0$) имеет место наибольшее упругое перемещение оси заготовки относительно линии центров станка. Сечение заготовки по ее длине, в котором наблюдается наименьшее перемещение оси вала, называют лимитирующим. Относительно этого сечения и опреде-

ляется максимальная диаметральная погрешность обработки, равная удвоенной разнице перемещений оси вала в начале обработки и в лимитирующем сечении.

Тогда погрешность размера обрабатываемой детали в сечении, отстоящем на расстоянии x от торца заготовки вала при обработке в центрах без учета износа резца,

$$\Delta D = 2(y_x - y_0), \quad (1)$$

где y_x – радиальное упругое перемещение оси вала в сечении, в котором определяется погрешность обработки; y_0 – радиальное упругое перемещение оси вала под действием радиальной силы в начале обработки при $x=0$ (рис. 1); ΔD – систематическая погреш-

ность, обусловленная наличием упругой деформации элементов технологиче-

ской системы резания.

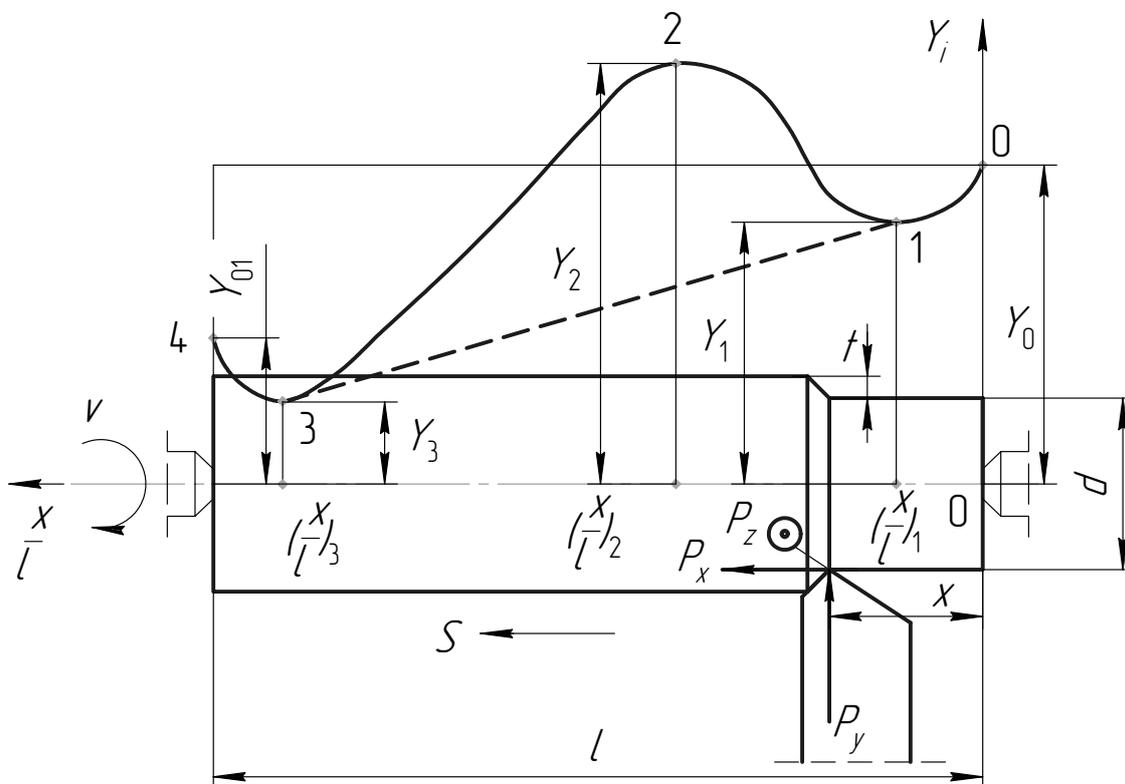


Рис. 1. Вид кривой и величина упругих перемещений оси вала в радиальной плоскости при обработке в зависимости от местоположения реза: P_x, P_y, P_z – составляющие силы резания, действующие на вал; $y_0, y_1, y_2, y_3, y_{01}$ – упругие перемещения оси вала при обработке

Величина y_x определяется из следующей зависимости [1]:

$$y_x = P_y \left[\left(1 - \frac{x}{l}\right)^2 \omega_{зб} + \left(\frac{x}{l}\right)^2 \omega_{нб} + \omega_{g0} \left(\frac{x}{l}\right)^2 \left(1 - \frac{x}{l}\right)^2 \right], \quad (2)$$

$$\omega_{g0} = \frac{l^3 \cdot 10^4}{3E \cdot J}, \quad (3)$$

где P_y – радиальная сила резания, Н;
 l – длина вала, см; $\frac{x}{l}$ – относительное

расстояние от начала обработки до сечения, в котором определяется погрешность обработки; E – модуль упругости материала заготовки, $E = 2 \cdot 10^7$ Н/см² (для стали); J – момент инерции сечения заготовки, $J = 0,05d^4$; d – диаметр вала, см; $\omega_{нб}, \omega_{зб}, \omega_{g0}$ – податливость передней, задней бабок станка (опор вала) и заготовки соответственно, мкм/Н.

В токарных станках, как правило, жесткости передней и задней бабок не равны, при этом задняя бабка менее жестка. Данное обстоятельство вносит существенную погрешность обработки. Так, для жестких валов ($l/d \leq 10$) это приводит к корсетности (см. рис. 1, линию 0–1–3–4). Прогиб вала в таком слу-

чае уменьшает погрешность более чем на 30 % [6].

Лимитирующее сечение (рис. 1, точка 3 кривой) находится на некотором расстоянии $\left(\frac{x}{l}\right)_3$ от правого торца вала

в направлении к наиболее жесткой передней опоре. Его расположение можно определить по методике, изложенной в [6]. Лимитирующее сечение – это сечение, в котором имеет место минимальное упругое перемещение оси вала относительно линии центров станка.

Неудобство известной методики состоит в том, что ее затруднительно применять в производственных условиях из-за громоздкости.

В связи с этим цель работы состоит в получении более простых математических зависимостей, использование которых осуществимо технологами в производственных условиях.

Для шарнирно-опертой балки (вала) при изгибе уравнение изогнутой ее оси можно принять как уравнение параболы с максимальным прогибом в середине, равным f_0 :

$$Y_x = 4f_0 \left[\left(\frac{x}{l}\right) - \left(\frac{x}{l}\right)^2 \right],$$

или

$$Y_x = \frac{P_y}{4} \omega_{g0} \left(\frac{x}{l}\right) \left(1 - \frac{x}{l}\right). \quad (4)$$

Тогда перемещение оси вала в любом сечении длины вала можно представить уравнением

$$y_x = P_y \left[\begin{aligned} &\left(1 - \frac{x}{l}\right)^2 \omega_{3б} + \\ &\left(\frac{x}{l}\right)^2 \omega_{нб} + \\ &+ \frac{1}{4} \omega_{g0} \left(\frac{x}{l}\right) \left(1 - \frac{x}{l}\right) \end{aligned} \right]. \quad (5)$$

Для нахождения экстремума функции возьмем производную $dy_x / d\left(\frac{x}{l}\right)$ и приравняем ее к нулю.

В результате имеем

$$\begin{aligned} &-2\omega_{3б} + 2\omega_{3б} \frac{x}{l} + 2\omega_{нб} \frac{x}{l} + \\ &+ \frac{1}{4} \omega_{g0} - \frac{1}{2} \omega_{g0} \frac{x}{l} = 0. \end{aligned}$$

Откуда

$$\left(\frac{x}{l}\right)_3 = \frac{\omega_{3б} - \frac{1}{8} \omega_{g0}}{\omega_{3б} + \omega_{нб} - \frac{1}{4} \omega_{g0}}, \quad (6)$$

где $\left(\frac{x}{l}\right)_3$ – расстояние от начала обработки (правого торца вала) до расположения лимитирующего (экстремального) сечения вала.

Без учета жесткости заготовки ($\omega_{g0} = 0$) из (6) получим известную зависимость [7]

$$\left(\frac{x}{l}\right)_0 = \frac{\omega_{3б}}{\omega_{3б} + \omega_{нб}}. \quad (7)$$

Из анализа зависимости (6) следует

$$\left. \begin{aligned} &\omega_{3б} - \frac{1}{8} \omega_{g0} > 0; \\ &\omega_{3б} + \omega_{нб} - \frac{1}{4} \omega_{g0} > 0; \\ &\omega_{3б} - \frac{1}{8} \omega_{g0} < \omega_{3б} + \omega_{нб} - \frac{1}{4} \omega_{g0}. \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

Решение этих неравенств дает зависимости

$$\left. \begin{aligned} &\omega_{g0} < 8\omega_{3б}; \\ &\omega_{g0} < 4(\omega_{3б} + \omega_{нб}); \\ &\omega_{g0} < 8\omega_{нб}. \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

Поскольку $\omega_{3б} \geq \omega_{нб}$, то из всех представленных неравенств для жестких валов, т. е. валов, имеющих упругую ли-

нию с одним экстремальным значением, необходимо выполнение условия

$$\omega_{g0} < 8\omega_{нб},$$

из которого, с учетом (3), получаем

$$\left(\frac{l}{d}\right)_p < 13,38 \cdot \sqrt[3]{d\omega_{нб}}, \quad (10)$$

где $\left(\frac{l}{d}\right)_p$ – расчетная величина отноше-

ния для жесткого вала.

В табл. 1 приведены расчетные значения длин вала исходя из зависимости (10), при которых будут выполняться условия наличия только одного экстремума.

Табл. 1. Влияние диаметра вала на величину длины, обеспечивающей наличие одного экстремума упругой линии перемещений оси ($\omega_{нб} = 0,06$ мкм/Н)

d , мм	50	75	100	150	200
$\left(\frac{l}{d}\right)_p <$	8,95	10,26	11,29	12,92	14,22
l , мм <	447	769	1129	1937	2843

Таким образом, для каждого диаметра вала существует определенная его длина, меньше которой имеет место наличие только одного экстремума упругой линии перемещений оси вала. И наоборот, каждой длине соответствует предельный минимальный диаметр вала, обеспечивающий наличие только одного экстремума упругой линии перемещений оси.

$$d_p > \left(\frac{l}{d}\right)^3 \frac{1}{2400\omega_{нб}}. \quad (11)$$

Расчеты свидетельствуют (табл. 2) об адекватности упрощенной зависимости (6), по сравнению с известной мето-

дикой [6], по определению расположения экстремума от правого торца вала. Так, расхождение экстремума от задней опоры вала не превышает 5 % (см. табл. 2), что вполне допустимо для вычисления максимальной погрешности обработки.

Существенную погрешность при обработке вносит неодинаковая податливость опор вала: шпинделя и задней бабки станка (рис. 2). Для жестких валов ($l/d \leq 1,0$) это приводит к корсетности (см. рис. 1, линию 0–1–3–4), которая достигает максимума при $\left(\frac{x}{l}\right)_3 = \left(\frac{x}{l}\right)_3$.

Табл. 2. Величина упругих перемещений при обработке валов призматическим резцом ($l = 1000$ мм; $\omega_{нб} = 0,06$ мкм/Н)

d , мм	100	150	200
$\left(\frac{x}{l}\right)_3$	0,932	0,85	0,838
$\left(\frac{x}{l}\right)_3$ [6]	0,9	0,85	0,84
$\left(\frac{x}{l}\right)_0$ [7]	0,833		

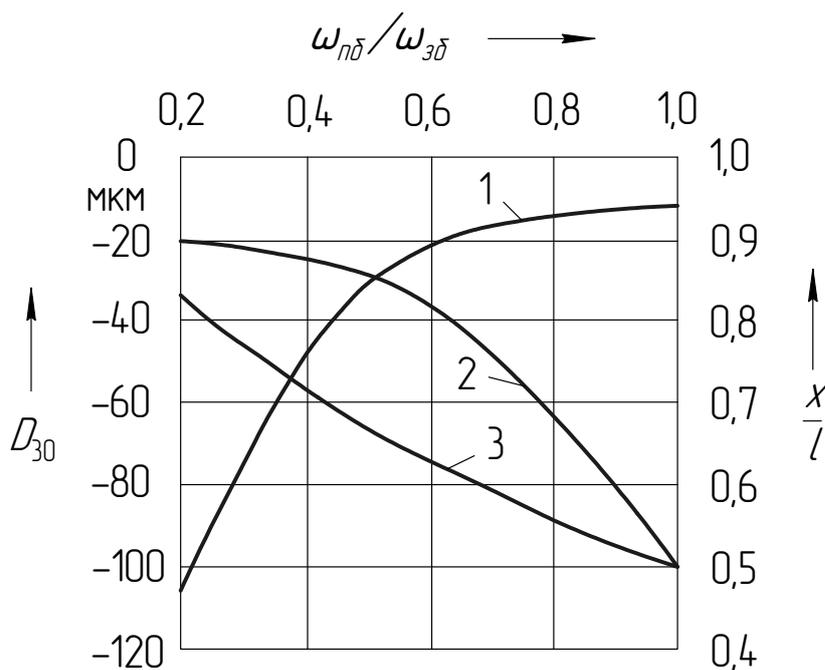


Рис. 2. Зависимость изменения максимальной погрешности ΔD_{30} (1) и расположения экстремальных точек (2, 3) на кривой упругих перемещений оси вала при обработке резцом от отношения $\omega_{n\delta} / \omega_{3\delta}$: 1 – ΔD_{30} , $f_0 \neq 0$; 2 – $\left(\frac{x}{l}\right)_3$; 3 – $\left(\frac{x}{l}\right)_0$ – без учета заготовки; $d = 100$ мм; $l = 1000$ мм; $\omega_{n\delta} = 0,06$ мкм/Н; $t = 0,5$ мм; $S = 0,5$ мм/об; $V = 200$ м/мин; $P_y = 211$ Н

Так, при исходных $\omega_{n\delta} = 0,06$ мкм/Н; $l = 1000$ мм; $d = 100$ мм; $E = 2 \cdot 10^7$ Н/см² и $P_y = 211$ Н получены данные погрешности $\Delta D_{30} = 2(y_3 - y_0)$, представленные на рис. 2.

Отметим значительную разницу в величинах $\left(\frac{x}{l}\right)_0$ и $\left(\frac{x}{l}\right)_3 = \left(\frac{x}{l}\right)_3$ (см. рис. 2), определяющих расположение

экстремальных сечений вала без и с учетом деформаций заготовки соответственно.

Таким образом, полученные зависимости позволяют упростить определение расположения лимитирующего сечения вала и, соответственно, максимальной погрешности обработки, в том числе и в производственных условиях.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Маталин, А. А. Технология машиностроения / А. А. Маталин. – Л. : Машиностроение, 1985. – 496 с.
2. Соколовский, А. П. Точность механической обработки и пути ее повышения / А. П. Соколовский. – М. : Машиностроение, 2012. – 304 с.
3. Корсаков, В. С. Точность механической обработки / В. С. Корсаков. – М. : Машиностроение, 1961. – 379 с.
4. Балакшин, Б. С. Основы технологии машиностроения / Б. С. Балакшин. – М. : Машиностроение, 1959. – 559 с.

5. **Жолобов, А. А.** Прогнозирование и обеспечение качества технологических систем на этапах их проектирования и изготовления / А. А. Жолобов. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2005. – 304 с.
6. Исследование точности при обработке валов в центрах на токарных станках / Ж. А. Мрочек, Г. Ф. Шатуров, Э. Н. Ясюкович, Д. Г. Шатуров // Вестн. БНТУ. – 2006. – № 3. – С. 30–34.
7. **Шатуров, Г. Ф.** Прогрессивные процессы механической обработки поверхностей / Г. Ф. Шатуров, Ж. А. Мрочек. – Минск : Технопринт, 2001. – 460 с.

Статья сдана в редакцию 30 сентября 2015 года

Денис Геннадьевич Шатуров, канд. техн. наук, инженер, Белорусско-Российский университет.

Виктория Владимировна Баранова, инженер.

Геннадий Филиппович Шатуров, профессор, Белорусско-Российский университет.

Denis Gennadyevich Shaturov, PhD (Engineering), engineer, Belarusian-Russian University.

Viktoriya Vladimirovna Baranova, engineer.

Gennady Filippovich Shaturov, Prof., Belarusian-Russian University.

УДК 621.7/9.048.7

А. В. Шмелёв, С. Ю. Котов, Г. Я. Беляев

РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ЭЛЕМЕНТОВ КАЧЕНИЯ И КОЛЬЦА ШАРИКОВОГО ПОДШИПНИКА

UDC 621.7/9.048.7

A. V. Shmelev, S. Y. Kotov, G. Y. Belyayev

DEVELOPMENT OF THE MATHEMATICAL MODEL OF INTERACTION BETWEEN ROLLING ELEMENTS AND BALL RACE

Аннотация

Приведено описание компьютерной модели и результатов исследования взаимодействия элемента качения и внутреннего кольца радиально-упорного шарикового подшипника МПЗ 6305 при различных значениях радиальной нагрузки. Оценка достоверности расчетного определения показателей контактного взаимодействия выполнена с использованием аналитических зависимостей и результатов моделирования контактной пары. Получены зависимости изменения напряжений в зоне контакта от величины, действующей на подшипник нагрузки, которые позволили оценить общую работоспособность рассмотренного подшипника качения.

Ключевые слова:

подшипник качения, контактные напряжения, напряжения сдвига, контактное давление, сжимающее напряжение, эквивалентное напряжение, напряжения в контактной паре «шар–кольцо».

Abstract

The paper describes the computer model and the results of studying the interaction between the rolling element and the inner ring of 6305 MPZ angular-contact ball bearing for different values of the radial load. To estimate the reliability of calculated indicators of contact interaction, analytical dependencies and results of contact pair simulation have been used. Also, relationships have been obtained, expressing the dependence of stress changes in the contact area on the value of load acting on the bearing, which allowed us to estimate the overall performance of the rolling bearing under investigation.

Key words:

rolling bearing, contact stresses shear stress, contact pressure, compressive stress, the equivalent stress, tension in the ball-ring contact pair.

Введение

Одной из главных причин отказов и преждевременного выхода техники из строя являются износ и недостаточная усталостная прочность деталей узлов трения. Согласно статистике, в результате выхода из строя подшипников качения ежегодно простаивает до 30 % техники, что приводит к существенным экономическим потерям, снижению рентабельности и конкурентоспособности продукции. Уменьшение потерь,

связанных с преждевременным выходом из строя узлов трения, могло бы существенно улучшить экономическую ситуацию в различных отраслях народного хозяйства.

Отличительной особенностью работы подшипников качения является взаимное обкатывание деталей узла трения под нагрузкой, что обуславливает такой вид изнашивания поверхностей деталей подшипников качения, эксплуатирующихся в нормальных ус-

ловиях, как *усталостное выкрашивание*. Предположительно, усталостное разрушение взаимодействующих поверхностей подшипников качения возникает в результате циклически изменяющихся высоких контактных нагрузок, которые передаются через малые площадки контакта.

Компьютерное моделирование и исследование особенностей контактного взаимодействия наиболее ответственных деталей подшипника позволяют уточнить представление об особенностях механизма их взаимодействия, возникновения и распространения различного рода напряжений, а также об оценке эффективности применения методов

повышения долговечности подшипников [1–4].

Методика исследования

В качестве предмета изучения был выбран шариковый радиально-упорный подшипник МПЗ 6305, в частности, во взаимодействии элемента качения сферической формы и внутреннего кольца. В рассмотренном случае расчет максимальных контактных напряжений сводился к анализу взаимодействия элемента качения и внутреннего кольца или, в упрощенной форме, двух выпуклых тел (шара и цилиндра) под нагрузкой определенной величины (рис. 1, а).

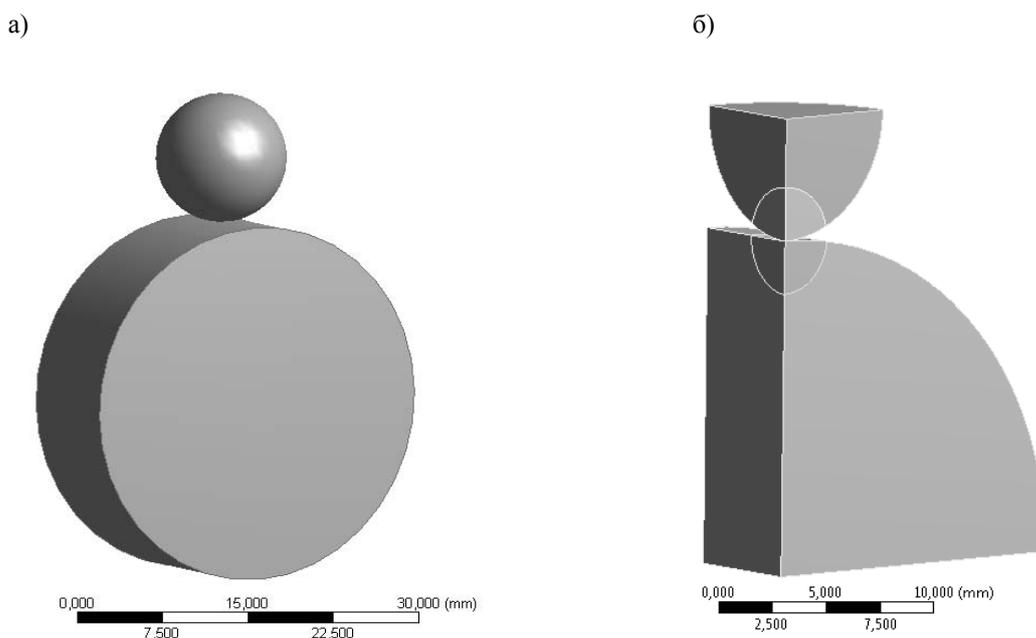


Рис. 1. Компьютерные геометрические модели объекта исследования

Задача математического моделирования решалась численным методом в программном комплексе конечно-элементного анализа ANSYS. С учетом наличия двух плоскостей симметрии при контакте элемента качения и кольца подшипника и прикладываемых нагрузок задача исследования показателей контактного взаимодействия была све-

дена к рассмотрению четверти модели.

С целью осуществления точного задания размера элементов в районе зоны контакта рассматриваемых тел в геометрической модели делалась вырезка сферической формы (рис. 1, б). При создании на основе геометрической модели конечно-элементной сетки для выделенных околоконтактных объемов

исследуемых тел задавались жесткие требования к размеру элементов. Одной из задач исследования являлась оценка влияния дискретизации модели на рассматриваемые нагрузочные показатели. Было создано шесть конечно-элементных моделей, отличающихся размерами элементов в контактной и околоконтактной зонах; дискретизация околоконтактных объемов тел выполнялась для граней конечных элементов с размерами 400, 200, 100, 80, 60 и 40 мкм. Размер граней элементов для остальных частей тел задавали исходя из условия неперевышения 800 мкм с плавным переходом от границы околоконтактного объема. Для создания конечно-элементной модели применялся алгоритм с преобладающим использованием элементов гексагональной формы второго порядка.

Исходя из максимальной динамической грузоподъемности подшипника МПЗ 6305 (305А), равной 22 500 Н, параметры контактного взаимодействия определялись для нагрузок в диапазоне 1000...20 000 Н. Для расчета условий контактного взаимодействия использовался уточненный алгоритм Лагранжа (augmented Lagrange). Задавалось несимметричное поведение контактирующих поверхностей. В качестве целевой использовалась поверхность цилиндра, а контактирующей – шара. С целью улучшения сходимости решения задавалось автоматическое введение поверхностей в исходное соприкосновение. С учетом того, что первоначальной задачей являлось выполнение сравнительного анализа моделей, отличающихся только параметрами дискретизации, ко всем моделям прикладывались одинаковые граничные условия и нагрузки. Условия симметрии прикладывались ко всем поверхностям модели.

С целью проверки достоверности разработанной компьютерной модели и получения рекомендаций к ее дискретизации проводили вычисления контактных напряжений по эмпирическим за-

висимостям [5]. При сжатии упругих тел в пределах зоны упругих деформаций напряжения и деформации в местах контакта можно определить по формулам Герца. Расчеты производились исходя из следующих условий:

- площадки контакта весьма малы по сравнению с поверхностями соприкасающихся тел;
- материалы соприкасающихся тел однородны и изотропны, модули упругости и коэффициенты Пуассона одинаковы. В данном случае модуль Юнга – $2 \cdot 10^{11}$ Па, коэффициент Пуассона – 0,3;
- силы давления нормальны к поверхностям соприкасающихся тел;
- при контакте не превзойден предел пропорциональности.

Для подшипников качения перечисленные условия выполняются не полностью, т. к. подшипниковая сталь имеет определенную засоренность неметаллическими включениями и нельзя считать контактирующие поверхности абсолютно гладкими: даже при сравнительно невысоких контактных напряжениях (до $2 \cdot 10^3$ МПа) отмечаются незначительные пластические деформации в местах контакта. Необходимо также иметь в виду, что в ряде случаев нельзя считать размеры площадок контакта малыми по сравнению с поверхностями соприкасающихся тел.

На наш взгляд, можно разделить условия контакта поверхностей на точечный и линейный. При *точечном касании* тел с поверхностями шар–цилиндр контактная площадка представляет собой эллипс. Большая полуось эллиптической площадки контакта определяется по формуле

$$a = \mu \cdot \sqrt[3]{\frac{3(1 - \mu^2)}{E \sum p}} P,$$

где μ – коэффициент, характеризующий распределение давлений на контактных поверхностях, определяемый согласно эмпирической диаграмме [5, с. 276];

m – коэффициент Пуассона, МПа;
 E – модуль упругости материала взаимодействующих деталей подшипника, МПа; P – сила, с которой оба тела прижаты друг к другу;

$$\sum p = p'_1 + p''_1 + p'_2 + p''_2,$$

где p'_1, p''_1, p'_2, p''_2 – радиусы кривизны соприкасающихся тел (нижний индекс указывает, к какому телу относится данная кривизна, верхний – в какой плоскости она измеряется); кривизна p положительна при выпуклом профиле поверхности в сечении и отрицательна при вогнутом профиле. Следует отметить, что кривизну цилиндр имеет только в одном сечении.

Малая полуось эллиптической площадки контакта

$$b = v \cdot \sqrt[3]{\frac{3(1 - m^{-2})}{E \sum p} P}.$$

Площадь эллиптической площадки контакта

$$S = \pi \cdot a \cdot b =$$

$$= \pi \cdot \mu \cdot v \cdot \sqrt[3]{\left[\frac{3(1 - m^{-2})}{E \sum p} \cdot P \right]^2},$$

где v – коэффициент, характеризующий размеры площадки контакта, определяемый согласно эмпирической диаграмме [5, с. 276].

Наибольшее напряжение в центре площадки контакта

$$\sigma_{\max} = \frac{3P}{2\pi \cdot a \cdot b} =$$

$$= \frac{1,5}{\pi \cdot \mu} \cdot \sqrt[3]{P \cdot \left[\frac{E \sum p}{3(1 - m^{-2})} \right]^2}.$$

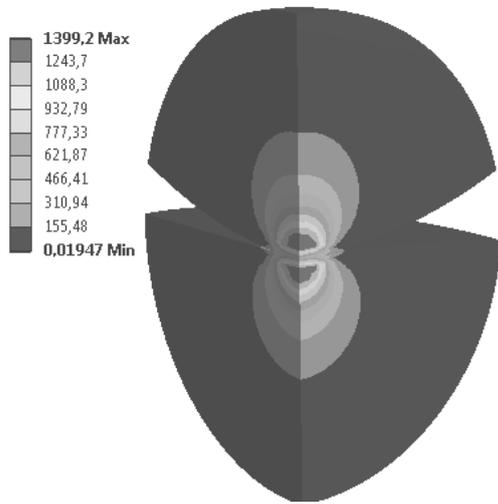
Анализ результатов моделирования

Значение показателей напряженно-деформированного состояния (НДС) двух взаимодействующих тел при радиальной нагрузке в 1000 Н для различных величин граней конечных элементов представлены в табл. 1, графическое представление градиента рассматриваемых показателей для нагрузок 1000 и 5000 Н – на рис. 2 и 3 соответственно.

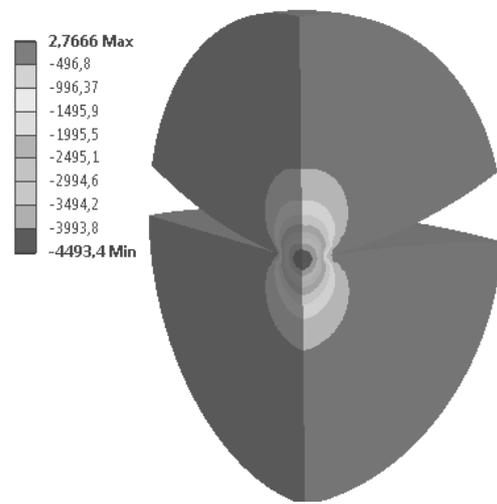
Табл. 1. Показатели НДС для контактной пары шар–цилиндр при нагрузке 1000 Н

Численное решение					Аналитическое решение по эмпирическим формулам	
Размер грани элемента в зоне контакта Δ , мкм	Максимальное напряжение сдвига $\sigma_{\text{чис}}$, МПа	Максимальное сжимающее напряжение $\sigma_{\text{чис}}$, МПа	Максимальное эквивалентное напряжение $\sigma_{\text{чис}}$, МПа	Максимальное контактное давление $\sigma_{\text{чис}}$, МПа	Максимальное напряжение сдвига $\sigma_{\text{анс}}$, МПа	Максимальное контактное давление $\sigma_{\text{анс}}$, МПа
400	1888,8	6346	3659,1	4137,7	1448,2	4532,6
200	1594,2	4453,1	3106,2	4072,6		
100	1399,2	4493,4	2732,1	4331,7		
80	1434,7	4492,6	2799,9	4400,4		
60	1421,8	4506,2	2776,6	4447,7		
40	1429,5	4531,7	2791,5	4495,2		

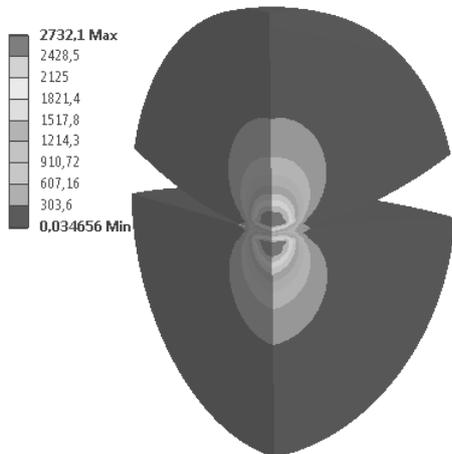
а)



б)



в)



г)

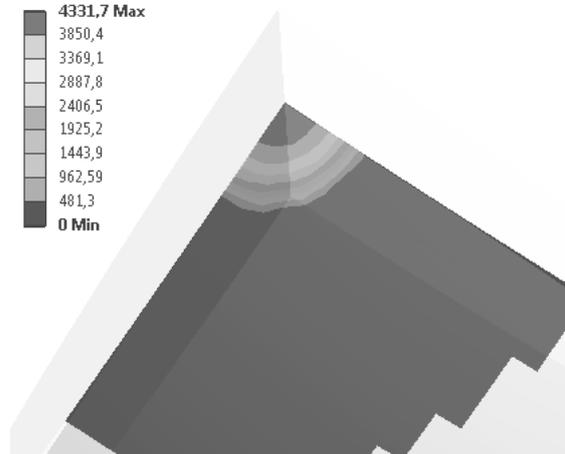


Рис. 2. Распределение напряжений сдвига (а), максимальных сжимающих (б), эквивалентных (в) напряжений и контактного давления (г) для радиальной нагрузки 1000 Н при размере грани элемента 100 мкм

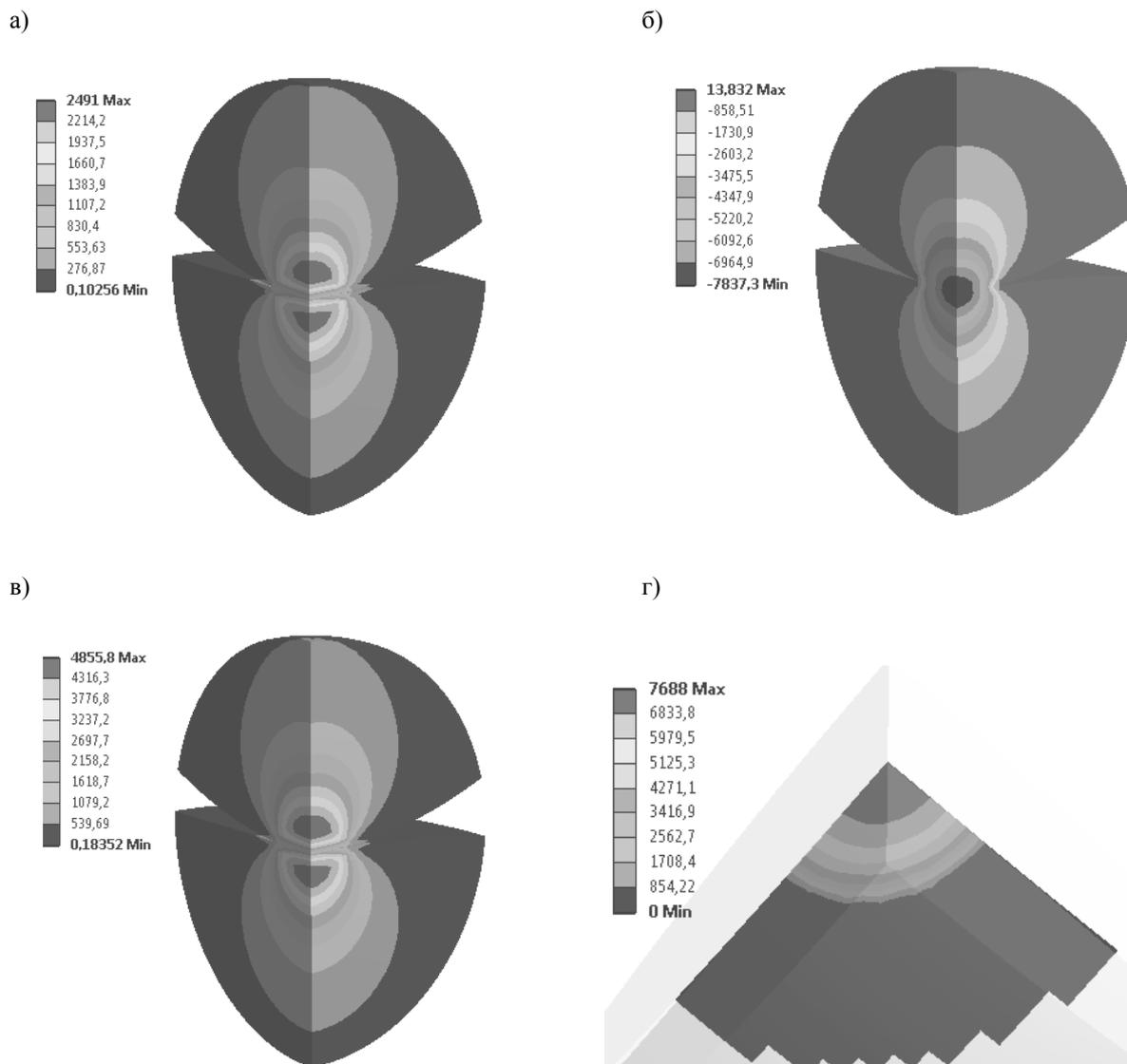


Рис. 3. Распределение напряжений сдвига (а), максимальных сжимающих (б), эквивалентных (в) напряжений и контактного давления (г) для радиальной нагрузки 5000 Н при размере грани элемента 100 мкм

Анализ полученных данных показал, что при взаимодействии тел под нагрузкой незначительной величины (около 1000 Н) имеет место напряженно-деформированное состояние, характеризующееся относительно высокими значениями напряжений сдвига и сжимающих, эквивалентных и контактных напряжений. Вероятно, это обусловлено небольшим диаметром контактирующих тел. При таком уровне нагрузки основным видом возникающих деформаций являются упругие, связан-

ные с наличием неровностей на рабочих поверхностях деталей подшипников. Как правило, указанный вид деформации проникает на глубину, примерно в 3...4 раза превышающую среднюю высоту неровностей поверхности. Следует подчеркнуть, что даже при столь невысоких нагрузках возможны незначительные пластические деформации металла взаимодействующих поверхностей.

В диапазоне умеренных нагрузок (5000...10 000 Н) в зоне контакта, наря-

ду с ростом напряжений, наблюдается рост влияния пластических деформаций на общую картину работы узла трения. Во время эксплуатации подшипников качения в заданном диапазоне нагрузок поверхностный слой деталей вероятнее всего будет подвергаться такому виду пластических деформаций, как смятие поверхностных выступов накатывающейся или проскальзывающей поверхности сопряженного тела. Указанный вид пластических деформаций возникает вследствие накатывания тела качения (в данном случае – шара) на рассматриваемый участок рабочей поверхности кольца и представляет собой или деформацию мельчайших выступов на поверхности деталей подшипников, или их сдвиг с отрывом металла и его дальнейшим измельчением, обусловленным особенностями функционирования узла трения.

С ростом нагрузки в заданном диапазоне получают развитие местные напряжения слоев металла, находящиеся вблизи контактной площадки. В представленном случае влияние свойств смазывающего материала будет значительным для общей картины трения.

В диапазоне повышенных нагрузок (10 000...15 000 Н) пластические деформации затрагивают не только микронеровности, но и более глубокие объемы металла. В результате одновременного протекания двух видов пластических деформаций будет происходить изменение микрорельефа поверхности с одновременным образованием на ней пластически деформированного упрочненного металла с измененной шероховатостью [6–9]. С ростом нагрузки наблюдается и влияние местных напряжений вблизи зоны контакта, охватывающих зону от площадки контакта на расстоянии, равное трех–четырёхкратной величине меньшего линейного размера контактной площадки. При заданном уровне нагрузки взаимодействующих тел начинают проявляться общие напряжения и деформации. При этом сма-

зывающий материал оказывает значительное влияние на эффективность работы пар трения качения.

Высокие нагрузки (св. 15 кН) оказывают влияние на развитие общих деформаций во всем объеме взаимодействующих деталей (колец, тел качения под нагрузкой, сепаратора) и на активизацию физико-химических процессов, протекающих во внешних слоях и обусловленных взаимодействием металла рабочей поверхности с оксидными пленками, смазкой и газовой средой. При этом будут наблюдаться пластические деформации, проникающие на значительную глубину, что приведет к пластическому сдвигу целых участков поверхности, сопровождающемуся образованием на поверхности деталей дефектов (разрывов и надиров).

Помимо указанных видов деформаций и напряжений, в процессе качения будет наблюдаться взаимное проскальзывание контактирующих поверхностей деталей подшипников при весьма высоких удельных давлениях, в результате чего в поверхностном слое металла возникнут тангенциальные упругие перемещения. После прохождения нагрузкой данного участка упругие деформации преобразуются в затухающие колебания, сопровождающиеся переходом механической энергии в тепловую [10, 11]. В этом диапазоне нагрузок необходимо отметить определяющее влияние смазывающего материала на эффективность работы и долговечность узла трения качения.

Как следует из сопоставления значений контактных давлений, представленных в табл. 1, оптимальное соответствие численного и аналитического методов наблюдается при значениях граней зоны контакта 80...100 мкм.

Анализ полученных данных выявил экстремум функции распределения напряжений сдвига по толщине металла. Причем зона с максимальными напряжениями сдвига находится на некоторой глубине от поверхности. График

зависимости характера распространения напряжений сдвига по глубине мате-

риала для различного значения радиальной нагрузки представлен на рис. 4.

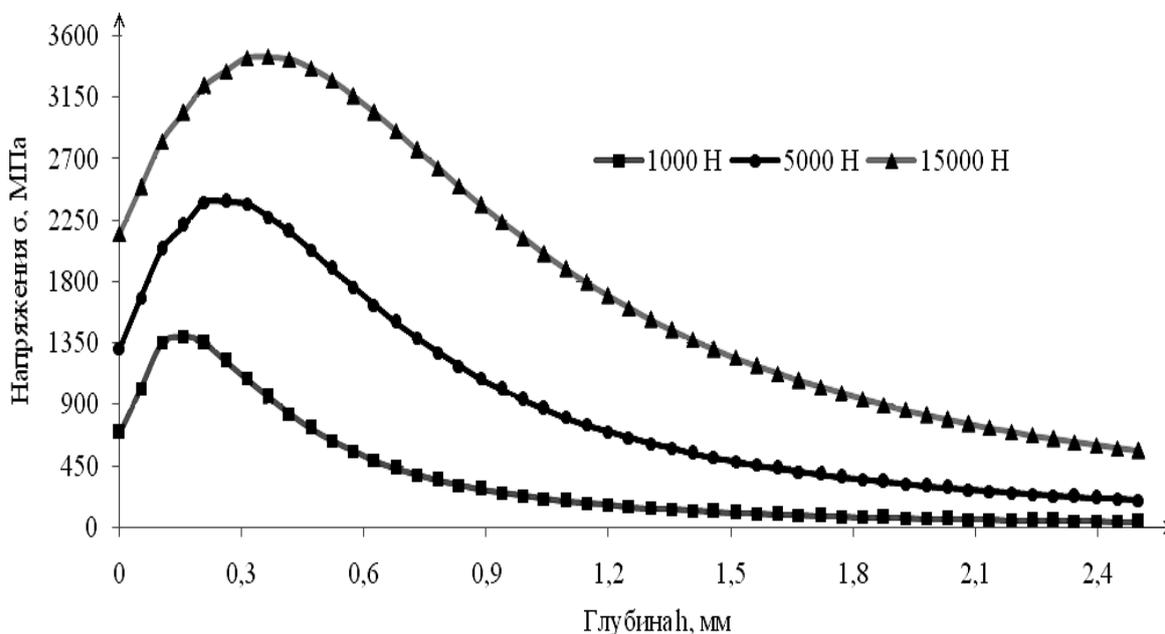


Рис. 4. График зависимости характера распространения напряжений сдвига по глубине при нагрузках 1000, 5000 и 15 000 Н

Выводы

Напряжения, возникающие в диапазоне низких и средних нагрузок, могут достигать предела прочности материалов контактирующих деталей.

Силовое взаимодействие тел сферической и цилиндрической форм оказывает определяющее влияние на разви-

тие определенных напряжений и деформаций (местных, контактных, пластических и т. д.).

Распределение напряжений сдвига по нормали имеет экстремум, глубина залегания которого зависит от величины нагрузки взаимодействия.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Котов, С. Ю. Влияние сквозной пористости PVD покрытия ZrN на коррозионную стойкость сферических подложек из стали ШХ15 / С. Ю. Котов, Г. Я. Беляев // Вестн. Витеб. гос. технол. ун-та . – 2013. – № 25. – С. 32–36.
2. Котов, С. Ю. Влияние вакуумно-плазменного упрочнения элементов качения PVD покрытием ZrN на температуру подшипникового узла / С. Ю. Котов, Г. Я. Беляев // Вестн. ГрГУ. – 2013. – № 4. – С. 102–105.
3. Котов, С. Ю. Влияние вакуумно-плазменного упрочнения тел качения покрытием ZrN на долговечность подшипника / С. Ю. Котов, Г. Я. Беляев // Вестн. ПГУ. Сер. В. Промышленность. Прикладные науки. – 2013. – № 11. – С. 38–43.
4. Котов, С. Ю. Влияние вакуумно-плазменного упрочнения элементов качения на долговечность подшипника / С. Ю. Котов, Г. Я. Беляев // Наука и техника. – 2014. – № 2. – С. 57–61.

5. Подшипники качения : справ. пособие / Н. А. Спицын [и др.] ; под общ. ред. Н. Ю. Благодскова. – М. : Машгиз, 1961. – 828 с.
6. **Кильчевский, Н. А.** Динамическое контактное сжатие твердых тел. Удар / Н. А. Кильчевский. – Киев : Наукова думка, 1976. – 325 с.
7. **Екобори, Т. А.** Научные основы прочности и разрушения / Т. А. Екобори. – Киев : Наукова думка, 1978. – 352 с.
8. **Иванова, В. С.** Природа усталости металлов / В. С. Иванова, В. Ф. Терентьев. – М. : Metallurgia, 1975. – 455 с.
9. **Паркер, И.** Исследование остаточных напряжений, возникающих при качении / И. Паркер, Г. Андерсен // Проблемы трения и смазки : тр. Американ. о-ва инженеров-механиков. – 1970. – С. 124–131.
10. **Друянов, Б. А.** Исследование скольжения сферы по пластически деформируемому полупространству / Б. А. Друянов, Н. М. Михин // Склерометрия. – 1968. – № 1. – С. 68–74.
11. **Качанов, Н. И.** О характере и природе разрушения рабочих поверхностей деталей подшипников / Н. И. Качанов // Тр. ВНИПП. – 1963. – № 3. – С. 45–49.

Статья сдана в редакцию 17 сентября 2015 года

Алексей Васильевич Шмелёв, канд. техн. наук, Республиканский компьютерный центр машиностроительного профиля Объединенного института машиностроения Национальной академии наук Беларуси.
Сергей Юрьевич Котов, ассистент, Белорусский национальный технический университет.
E-mail: Kotov_Sergey09@mail.ru.
Геннадий Яковлевич Беляев, канд. техн. наук, проф., Белорусский национальный технический университет.

Aleksey Vasilyevich Shmelev, PhD (Engineering), Republican Machine Engineering Computer Center of the Joint Institute of Mechanical Engineering of the National Academy of Sciences of Belarus.
Sergey Yuryevich Kotov, assistant lecturer, Belarusian National Technical University.
E-mail: Kotov_Sergey09@mail.ru.
Gennady Yakovlevich Belyayev, PhD (Engineering), Prof., Belarusian National Technical University.

СТРОИТЕЛЬСТВО. АРХИТЕКТУРА

УДК 624.012

И. В. Мельник, В. М. Сорохтей, Т. В. Приставский

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ДЕФОРМАТИВНОСТИ ФРАГМЕНТОВ МОНОЛИТНОГО ПЛОСКОГО ЖЕЛЕЗОБЕТОННОГО ПЕРЕКРЫТИЯ С ПЕНОПОЛИСТИРОЛЬНЫМИ ВКЛАДЫШАМИ

UDC 624.012

I. V. Melnyk, V. M. Sorokhtey, T. V. Prystavskyy

EXPERIMENTAL INVESTIGATIONS OF DEFORMABILITY OF FRAGMENTS OF A MONOLITHIC FLAT REINFORCED CONCRETE FLOOR WITH POLYSTYRENE FOAM INSERTS

Аннотация

Приведены конструкция, методика и результаты экспериментальных исследований деформативности нормальных и наклонных сечений, а также прогибов фрагментов монолитного железобетонного перекрытия: сплошного, с поперечным и продольным расположениями пенополистирольных вкладышей.

Ключевые слова:

монолитные железобетонные перекрытия, оптимизация, вкладыши, деформативность.

Abstract

The paper presents the design, methods and results of the experimental investigations of deformability of normal and oblique sections, as well as deflections of fragments of a monolithic reinforced concrete floor, which is solid, with transverse and longitudinal arrangement of polystyrene inserts.

Key words:

monolithic concrete floors, optimization, inserts, deformability.

Введение

В практике строительства все чаще используют монолитные железобетонные перекрытия в зданиях различного назначения. При проектировании перекрытий больших пролетов необходимо решать важную проблему уменьшения собственного веса железобетонных перекрытий. Для оптимизации процесса целесообразно использовать вкладыши из относительно легких и дешевых материалов [1, 2].

Конструктивно-технологические решения монолитных перекрытий с пустотообразующими эффективными вкладышами связаны с проблемами ресурсо- и энергосбережения, поскольку существенно уменьшают расходы бетона как очень энергоемкого материала, а также собственный вес перекрытия и, соответственно, количество рабочей арматуры.

Анализ исследований и публикаций

В [3], выполненной под руководством И. В. Мельника, исследовалось напряженно-деформированное состояние фрагментов монолитного перекрытия с трубчатыми цилиндрическими картонными вкладышами. С такими вкладышами монолитное железобетонное перекрытие рассматривали В. Т. Артюх и Т. В. Санников [4]. В экспериментально-теоретических исследованиях В. И. Евстафьева [5] были использованы пенополистирольные квадратные в плане вкладыши.

Важные вопросы конструирования, технологии возведения и технико-экономической эффективности монолитного перекрытия с картонными гильзами рассмотрены в [6].

В Национальном университете «Львовская политехника» продолжают экспериментально-теоретические исследования монолитных плоских железобетонных эффективных перекрытий [7–11].

В [9, 10] отражены результаты экспериментальных исследований прочности и деформативности фрагментов монолитного натурного перекрытия с однонаправленным расположением трубчатых вкладышей квадратного сечения. Показано, что деформации по высоте сечения опытных образцов с продольным и поперечным расположениями вкладышей и, соответственно, прогибы существенно отличаются. Однако для сравнения с деформативностью сплошных монолитных перекрытий необходимо провести экспериментальные исследования с использованием эталонных опытных образцов сплошного сечения. Кроме этого, не исследовались фрагменты перекрытий при действии сосредоточенной нагрузки.

Цель исследований

Цель работы заключалась в проведении сравнительных экспериментальных исследованиях деформативности фрагментов сплошного монолитного перекрытия и фрагментов с поперечным и продольным расположением вкладышей при действии сосредоточенной нагрузки.

Методика исследований

Для проведения испытаний были изготовлены опытные образцы, которые представляли собой фрагменты монолитного железобетонного перекрытия с однонаправленным расположением прямоугольных пенополистирольных вкладышей (рис. 1). Такое однонаправленное расположение вкладышей целесообразно при соотношении сторон перекрытия $L_1/L_2 > 1,5$.

Таким образом, опытные образцы ИДФ-2 и ИДФ-3 изготавливались с поперечным и продольным расположением вкладышей (рис. 2, б, в). Кроме этого, для сопоставления и анализа были изготовлены опытные образцы сплошного сечения марки ИДФ-1 (рис. 2, а). Габаритные размеры всех опытных образцов одинаковы: длина – 2050 мм, ширина – 355 мм, высота – 180 мм (см. рис. 2).

Общей программой исследований предусмотрено испытание опытных образцов сосредоточенной нагрузкой по двум схемам: в схеме 1 расстояние между сосредоточенными силами принято равным 725 мм, в схеме 2 – 1015 мм.

В статье представлены результаты экспериментальных исследований деформативности опытных образцов, испытанных по схеме 1 с соответствующим добавлением индекса I в маркировке опытных образцов: ИДФ-1, ИДФ-2, ИДФ-3.

Армирование нижней части всех опытных образцов было одинаковым: продольная рабочая арматура с тремя стержнями Ø12 А500С, поперечная (конструктивная) – диаметром 8 мм класса А 500С с шагом 500 мм.

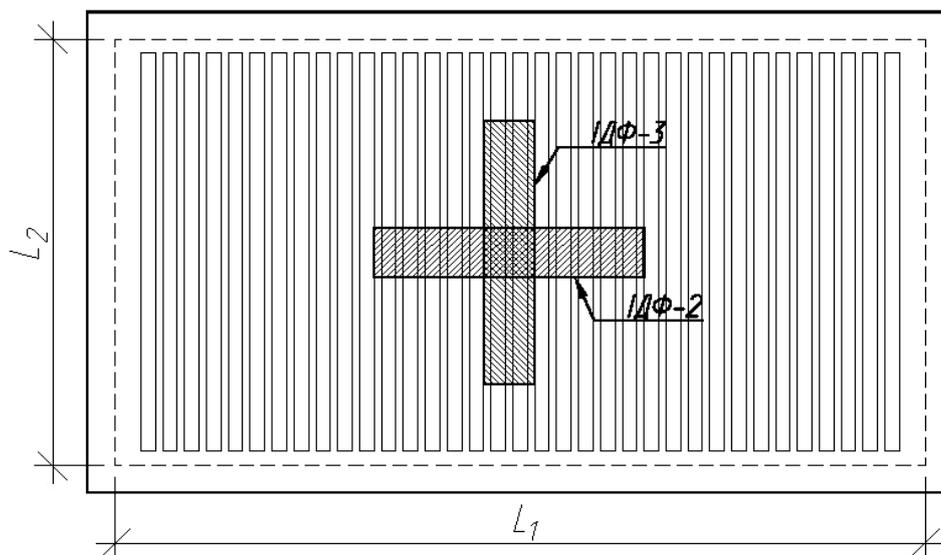


Рис. 1. Схема расположения в плане опытных образцов ИДФ-2, ИДФ-3 в перекрытии с однонаправленным расположением пенополистирольных вкладышей

На приопорных участках фрагмент ИДФ-2 был дополнительно армирован вертикальными каркасами из арматуры класса А500С Ø12 мм.

Фактические физико-механические характеристики рабочей арматуры: предел текучести – 539 МПа, предел прочности – 629 МПа, относительное удлинение – 11 %.

Опытные образцы изготавливали в заводских условиях с уплотнением бетона на вибростоле и последующей тепловой обработкой в пропарочной камере. Фактическая прочность бетона перед нагружением опытных образцов по результатам испытаний стандартных кубов составила 27...31 МПа.

Статическая схема испытаний для всех опытных образцов была одинаковой. На рис. 3 она представлена на примере фрагмента с поперечным расположением вкладышей. Расстояние между сосредоточенными силами F было таким, чтобы для опытного фрагмента ИДФ-2 силы F были приложены над вертикальными ребрами.

Нагрузку создавали гидравлическим домкратом и контролировали предварительно протарированным

кольцевым динамометром.

Для замера деформаций использовали индикаторы часового типа с ценой деления 0,001 мм; схема их расположения представлена на рис. 3. Прогибомеры с ценой деления 0,01 мм монтировали на металлической раме, которую в плоскости опорных сечений крепили к боковым граням опытных образцов.

Общий вид испытаний образцов ИДФ-1, ИДФ-2 приведен на рис. 4. Для образца марки ИДФ-3 схема расположения приборов была аналогичной.

Результаты исследований

Характер разрушения опытных образцов был разным.

Образец сплошного сечения разрушился в результате раздавливания (дробления) бетона в зоне чистого изгиба с последующим значительным удлинением и разрывом стержней продольной рабочей арматуры при нагрузке $F = 55$ кН.

Иным был характер разрушения опытных образцов ИДФ-2 и ИДФ-3, которые разрушились по наклонным сечениям.

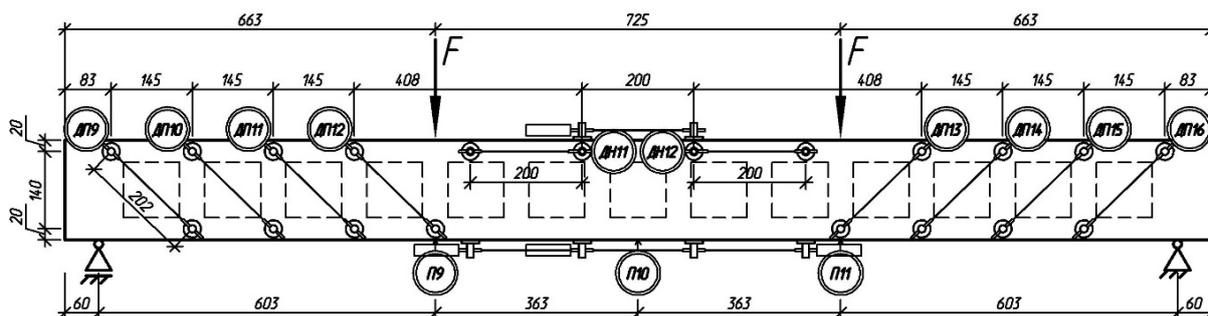
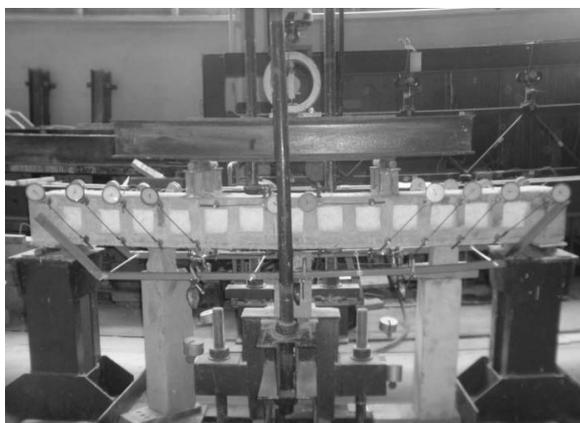


Рис. 3. Схема загрузки и расположения приборов при испытаниях по схеме 1

а)



б)

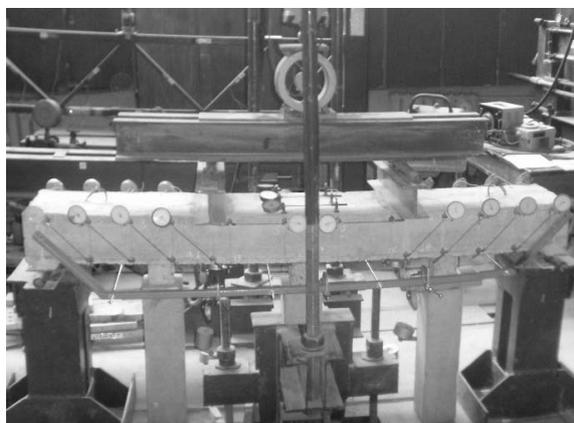


Рис. 4. Общий вид испытаний опытных образцов ИДФ-1 (а) и ИДФ-2 (б)

Опытный фрагмент ИДФ-2 с поперечным расположением вкладышей разрушился при нагрузке $F = 17,5$ кН. Конечному исчерпанию несущей способности предшествовало трещинообразование вследствие значительных деформаций, особенно в вертикальных ребрах и верхней полке приопорных участков.

Фрагмент ИДФ-3 с продольным расположением вкладышей также разрушился по наклонному сечению, но характер разрушения отличался от характера разрушения фрагмента ИДФ-2 и больше соответствовал классической схеме разрушения железобетонных изгибаемых элементов. Наклонная трещина проходила от сосредоточенной силы к опоре. Окончательное разрушение фрагмента ИДФ-3 произошло при нагрузке $F = 22,5$ кН.

Более подробно характер разрушений и трещинообразования опытных образцов описан в [11].

Деформативность опытных образцов представлена в виде графиков деформаций нормальных и наклонных сечений, а также прогибов.

Приведенные на графиках значения деформаций сжатого бетона определяли как средние значения показаний трех приборов, расположенных на верхней грани образцов; значения деформаций арматуры – по замерам пяти приборов, расположенных снизу на трех стержнях продольной рабочей арматуры.

Как видно из сравнения графиков, деформации нормальных сечений сжатого бетона отличаются между собой незначительно, деформации арматуры –

более существенно: деформации наименьшие для образца ИДФ-1 и наиболь-

шие для образца ИДФ-2 (рис. 5).

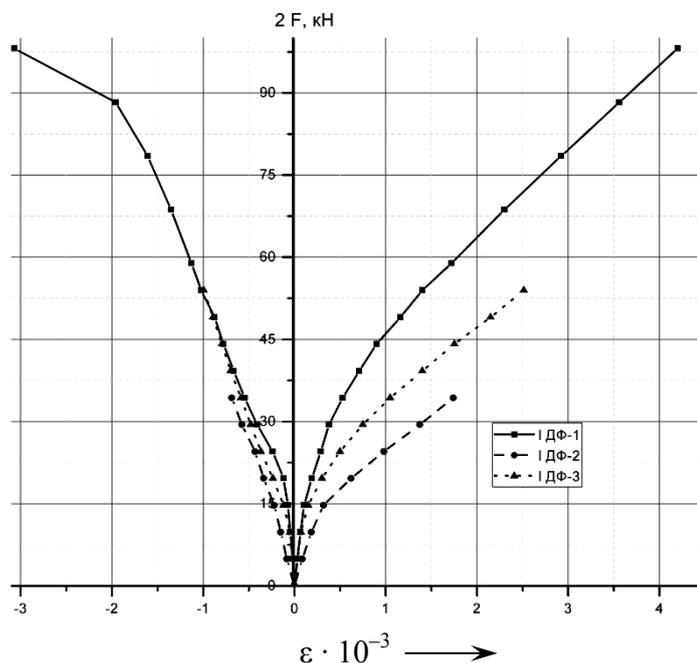


Рис. 5. Графики деформаций бетона и арматуры нормальных сечений в опытных образцах

Деформации наклонных сечений замеряли на двух боковых гранях опытных образцов в четырех сечениях, расположенных под углом 45° и привязанных к углам расположения поперечных вкладышей (см. рис. 3).

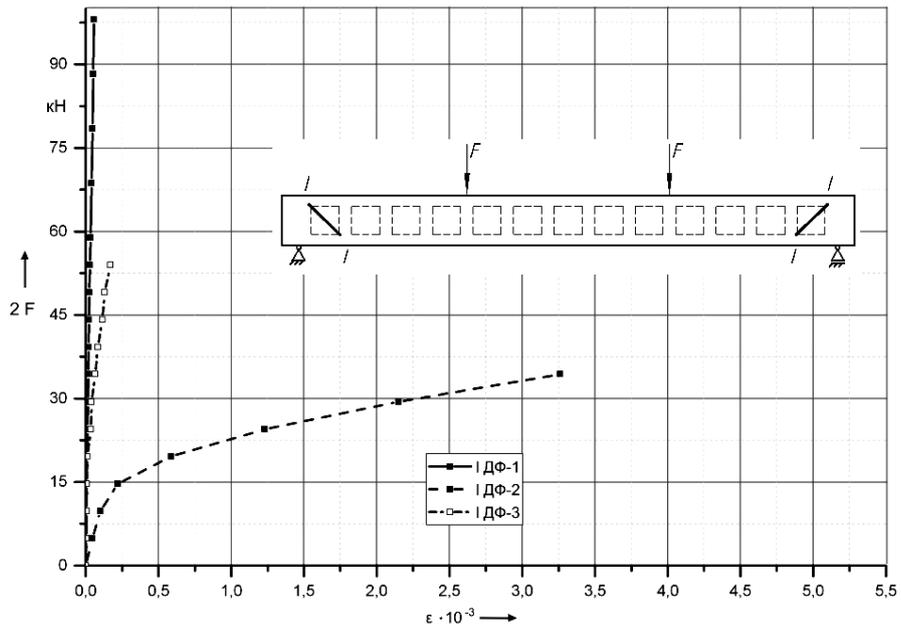
Представленные на графиках значения деформаций наклонных сечений вычислены как средние значения показаний четырех приборов каждого из наклонных сечений: I–I, II–II, III–III, IV–IV.

В отличие от деформаций нормальных сечений, деформации наклонных сечений опытных образцов более существенно разнятся между собой (рис. 6 и 7). Наименьшие деформации зафиксированы в цельном образце, сравнительно большие — в образце с продольным расположением вкладышей. Однако наиболее интенсивно нарастают деформации наклонных сечений в образце ИДФ-2 с поперечным расположением вкладышей. При

этом такая тенденция наблюдалась для всех четырех наклонных сечений: у опор — сечения I–I, около приложения сосредоточенных сил — сечения IV–IV и промежуточные наклонные сечения II–II, III–III (см. рис. 6 и 7).

Деформации нормальных и наклонных сечений в опытных образцах отразились на их прогибах. Результаты замеров прогибов представлены в виде графиков прогибов посередине пролета в зависимости от величины нагрузки (рис. 8). Как видно из рисунка, наибольшую жесткость имеет цельный фрагмент, несколько меньшую — фрагмент с продольным расположением вкладышей. Жесткость фрагмента с поперечным расположением вкладышей значительно меньше. Очевидно, что такая существенная разница прогибов вызвана в основном деформациями наклонных сечений в опытных образцах.

а)



б)

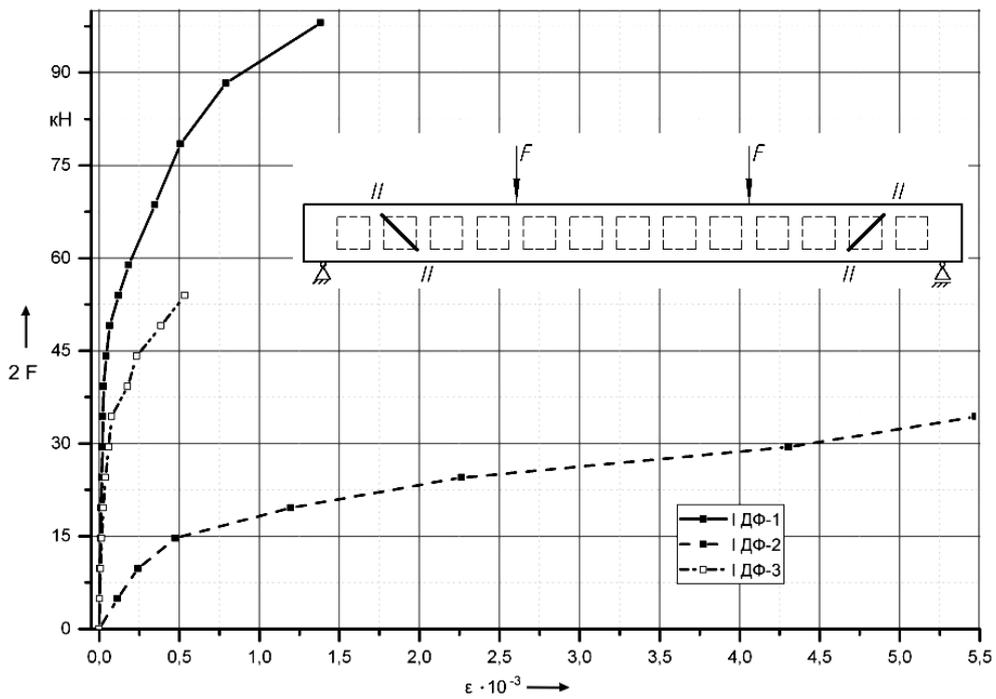
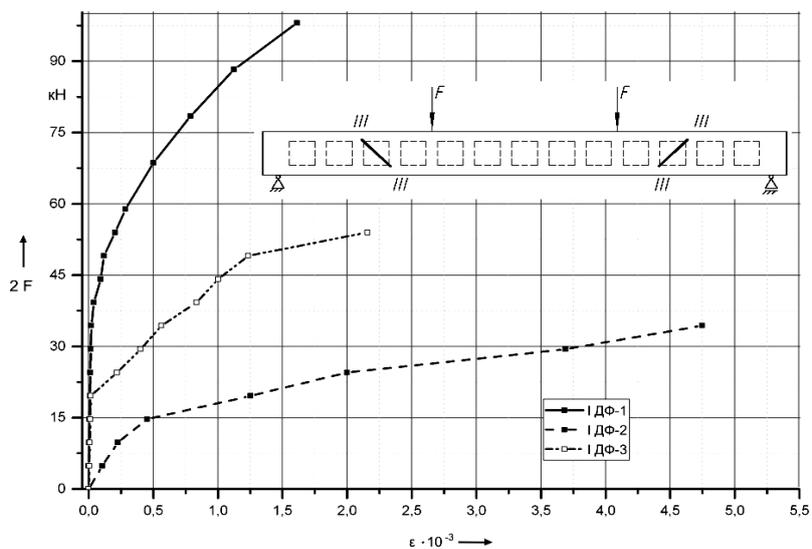


Рис. 6. Графики деформации наклонных сечений I-I (а) и II-II (б) в опытных образцах

а)



б)

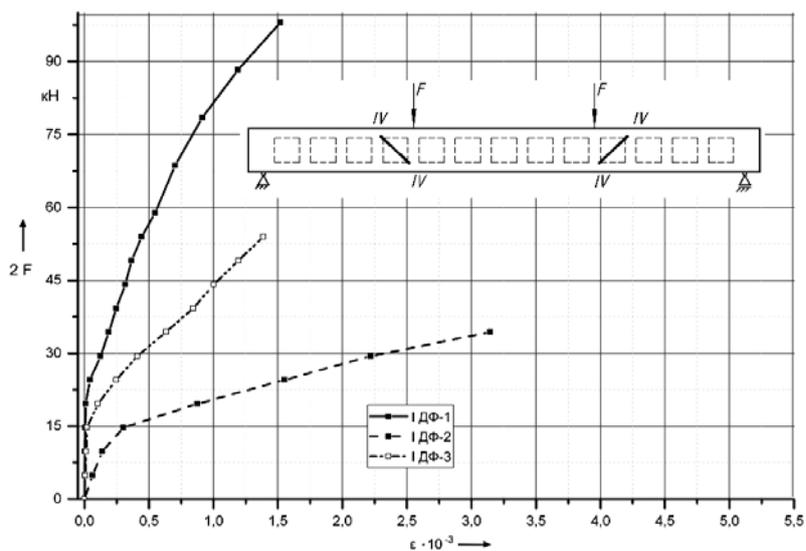


Рис. 7. Графики деформации наклонных сечений III–III (а) и IV–IV (б) в опытных образцах

Выводы

Деформативность фрагментов монолитного железобетонного перекрытия (цельного, с поперечным и продольным расположением вкладышей) различная.

Наибольшие деформации, особенно наклонных сечений, имеет опытный образец с поперечным расположением

вкладышей, меньшие – образец с продольным расположением вкладышей, наименьшие – цельный образец.

Определенные экспериментальным путем показатели деформативности необходимо учитывать при общем статическом расчете перекрытий с однонаправленным расположением вкладышей.

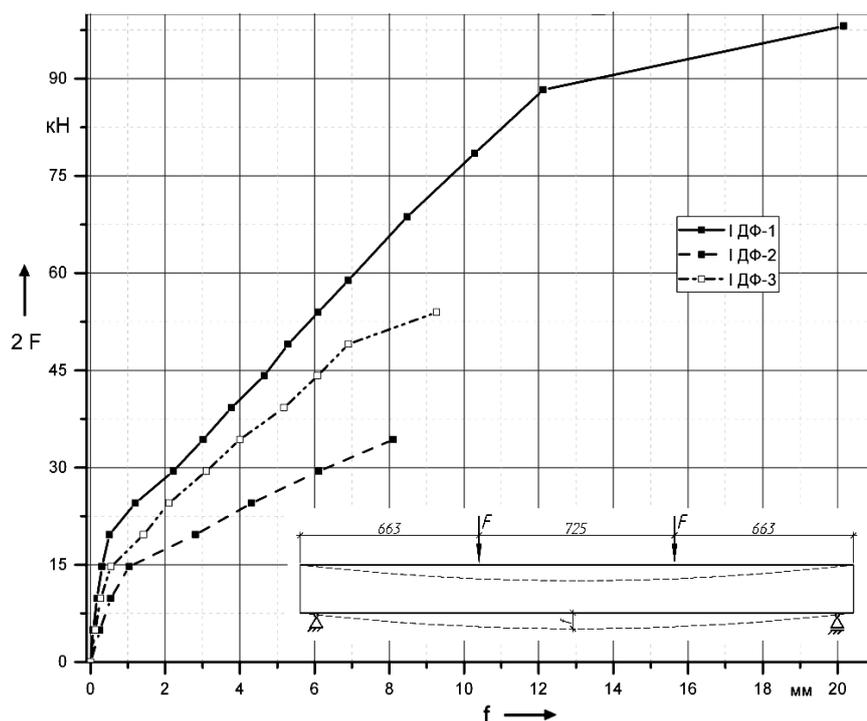


Рис. 8. Графики прогибов опытных образцов посередине пролета

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Мельник, І. В. Конструктивно-технологічні особливості бетонних і залізобетонних конструкцій з ефективними вставками / І. В. Мельник // Науково-технічні проблеми сучасного залізобетону : міжвідомчий наук.-техн. зб. – Київ, 1999. – Вип. 50. – С. 164–171.
2. Мельник, І. В. Оптимізація залізобетонних конструкцій з допомогою ефективних вставок / І. В. Мельник // Проблеми теорії і практики будівництва : зб. наук. ст. – Львів, 1997. – Т. 4. – С. 89–90.
3. Маштаков, С. О. Напружено-деформований стан монолітного залізобетонного перекриття з трубчастими порожнинами : магістерська робота / С. О. Маштаков. – Львів : Нац. ун-т «Львівська політехніка», 2002.
4. Артюх, В. Г. Экспериментальное исследование монолитной железобетонной плиты с цилиндрическими пустотами / В. Г. Артюх, И. В. Санников // Науково-технічні проблеми сучасного залізобетону : міжвідомчий наук.-техн. зб. – Київ, 2007.
5. Євстаф'єв, В. І. Полегшені багатопорожнинні перекриття для архітектурно-будівельних систем з широким кроком несучих конструкцій : автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Київ, 2004. – 18 с.
6. Глотов, Д. А. Монолитные пустотные перекрытия в строительстве зданий [Электронный ресурс] / Д. А. Глотов, И. С. Лоскутов, О. В. Кантур. – М., 2015. – Режим доступа : http://xn--90ajn.xn--p1ai/concrete/technology_gbk/air_void_cast_in_place/air_void_cast_in_place_slabs.php.
7. Мельник, І. В. Конструктивні рішення плоских монолітних залізобетонних перекриттів з ефективними вставками і експериментальне дослідження їх фрагментів / І. В. Мельник, В. М. Сорохтей // Ресурсоєкономні матеріали, конструкції, будівлі та споруди : зб. наук. прац. – Рівне, 2006. – Вип. 14. – С. 253–260.
8. Мельник, І. В. Конструювання і дослідження плоских монолітних перекриттів з ефективними вставками / І. В. Мельник, О. Ю. Царинник, В. М. Сорохтей // Будівельні конструкції : міжвідомчий наук.-техн. зб. – Київ, 2007. – Вип. 67. – С. 794–801.
9. Мельник, І. В. Випробування фрагментів монолітного плоского залізобетонного перекриття з однаправленим розташуванням пінополістирольних вставок / І. В. Мельник, В. М. Сорохтей,

Т. В. Приставський, Н. Б. Давидовський, В. О. Крет // Вісн. НУ «Львівська політехніка». Сер. Теорія і практика будівництва. – 2012. – № 742. – С. 131–138.

10. **Мельник, І. В.** Деформативність фрагментів монолітного залізобетонного плоского перекриття з поздовжнім і поперечним розташуванням прямокутних вставок / І. В. Мельник, В. М. Сорохтей, Т. В. Приставський // Ресурсоекономні матеріали, конструкції, будівлі та споруди : зб. наук. прац. – Рівне, 2012. – Вип. 23. – С. 312–320.

11. **Мельник, І. В.** Порівняльні експериментальні дослідження фрагментів монолітного перекриття з трубчастими вставками і суцільного перекриття / І. В. Мельник, В. М. Сорохтей, Т. В. Приставський, О. С. Бачкай, Р. І. Грушка, П. С. Барцик // Ресурсоекономні матеріали, конструкції, будівлі та споруди : зб. наук. прац. – Рівне, 2014. – Вип. 29. – С. 259–265.

Статья сдана в редакцию 10 июля 2015 года

Игорь Владимирович Мельник, канд. техн. наук, доц., Национальный университет «Львовская политехника». E-mail: gndl112@ukr.net.

Василий Михайлович Сорохтей, научный сотрудник, Национальный университет «Львовская политехника». E-mail: monza@ukr.net.

Тарас Владимирович Приставский, аспирант, Национальный университет «Львовская политехника». E-mail: taras.vol@ukr.net.

Igor Vladimirovich Melnyk, PhD (Engineering), Associate Prof., Lviv Polytechnic National University
E-mail: gndl112@ukr.net.

Vasyl Mikhailovich Sorokhtey, research fellow, Lviv Polytechnic National University.
E-mail: monza@ukr.net.

Taras Vladimirovich Prystavskyy, PhD student, Lviv Polytechnic National University.
E-mail: taras.vol@ukr.net.

УДК 624.159.14

С. Д. Семенюк, Р. В. Кумашов

СТАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ЖЕЛЕЗОБЕТОННЫХ ПЛИТ ПОКРЫТИЙ СЕРИИ БЗ.503.1-1 ДЛЯ ПОСТОЯННЫХ И ВРЕМЕННЫХ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДОРОГ

UDC 624.159.14

S. D. Semeniuk, R. V. Kumashov

STATIC CALCULATION OF REINFORCED CONCRETE PAVING SLABS OF THE B3.503.1-1 SERIES FOR PERMANENT AND TEMPORARY MOTOR ROADS

Аннотация

Железобетонные плиты покрытий рассчитываются как плоскостные конструкции на упругом основании под воздействием эксплуатационных нагрузок от колесных и гусеничных машин. При этом для плит временных дорог рассматривается 16 вариантов загрузки, для плит постоянных дорог – 12 вариантов. Приведены опалубочные чертежи и схемы армирования плит. Представлены расчетные схемы для наименее выгоднейших условий эксплуатации; даны эпюры и численные значения реактивных давлений, распределение осадок, изгибающих и крутящих моментов, поперечных сил.

Ключевые слова:

плита покрытия, упругое основание, класс бетона, армирование, дорога, метод Б. Н. Жемочкина, расчетная схема, контакт, эпюра, каноническое уравнение.

Abstract

Reinforced concrete paving slabs are calculated as two-dimensional structures on an elastic foundation under the action of working loads that come from wheeled and tracked vehicles. Sixteen options of loading are studied for slabs of temporary roads, and twelve options of loading are considered for slabs of permanent roads. Drawings of formwork and slabs reinforcement are given. Design diagrams for the worst operating conditions are presented; diagrams and numerical values of reaction pressures are given, as well as the distribution of soil settlements, bending and torsional moments and shear forces.

Key words:

paving slab, elastic foundation, concrete class, reinforcement, motor road, B. N. Zhemochkin method, design model, contact, diagram, canonical equation.

Введение

Железобетонные плиты покрытий серии БЗ.503.1-1 для автомобильных дорог предназначены для использования в едких и водонасыщенных грунтах со слабо- и среднеагрессивными водами. Они применяются при возведении временных дорог для объектов строительства, создания постоянных подъездных путей к предприятиям, подъезда к населенным пунктам в сельской местности, уда-

ленным от основных дорог на небольшое расстояние. Технология укладки железобетонных плит позволяет строить дороги абсолютно в любой местности и активно их использовать. К тому же по поверхности дорожных плит обычно укладывается асфальт, который защищает плиты и продлевает срок полезной эксплуатации дорожного полотна.

Неравномерные деформации основания и несимметричность приложе-

ния нагрузки приводят к возникновению в сечениях плит изгибающих и крутящих моментов, что отрицательно отражается на эксплуатационных характеристиках данных плит.

Постановка задачи

Поиск рациональных решений, обеспечивающих повышение надежности и качества объектов строительства при минимальном использовании ресурсов на их устройство, является концептуальной стратегией современного строительства в Республике Беларусь, ближнем и дальнем зарубежье [1]. При расчете конструкций на упругом основании в проектных организациях Беларуси используется пакет прикладных программ «Ли́ра», где реализована модель упругого основания с двумя коэффициентами постели. Использование проектировщиками только одной модели упругого основания может повлиять на достоверность результатов, т. к. принятая в пакете прикладных программ «Ли́ра» модель основания далеко не полностью отражает свойства всех грунтов [2].

Реализация стратегии современного проектирования и возведения полот-

на дорог в полной мере зависит не только от правильного учета данных о конструктивных особенностях железобетонной плиты покрытия, но и от адекватного отражения особенностей поведения грунтового основания, воспринимающего нагрузку и работающего совместно с покрытием, что предопределяет актуальность исследования.

Цель работы: используя метод Б. Н. Жемочкина и метод В. Ритца, предложить практический способ расчета железобетонных плит дорожного покрытия на упругом основании.

Характеристики плит покрытий и оснований

Плиты обозначены марками: 1ППЗ0.18-30 – плита покрытий с ненапрягаемой арматурой для постоянных дорог, прямоугольная, размером 3000×1750×170 мм, рассчитанная на нагрузку 300 кН; 2ППЗ0.18-30 – плита покрытий с ненапрягаемой арматурой для временных дорог, прямоугольная, размером 3000×1750×170 мм, рассчитанная на нагрузку 300 кН. Опалубочные чертежи и схемы армирования плит приведены на рис. 1.

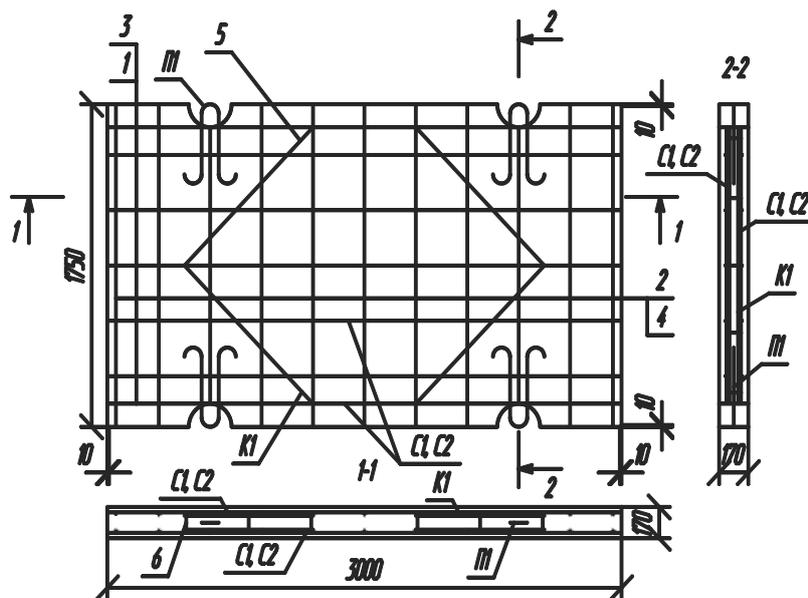


Рис. 1. Опалубочные чертежи и схемы армирования железобетонных плит для покрытий автомобильных дорог марок 1ППЗ0.18-30, 2ППЗ0.18-30

Для плит временных дорог используется бетон класса С18/22,5, для плит постоянных дорог – С25/30. Плиты армированы верхней и нижней сетками (С1, С2) из стали класса S400. Сетки соединены между собой при помощи двух Г-образных каркасов К1 из стали S500.

Сборочные единицы для плиты дорожной 1ПП30.18-30: сетка арматурная С1 – 2 шт., каркас плоский К1 – 2 шт., петля П1 – 4 шт. Сетка С1 армирована 7Ø12 S400 длиной 2980 мм в продольном направлении и 11Ø10 S400 длиной 1730 мм в поперечном направлении. Каркас К1 армирован 2Ø5 S500 длиной 2100 мм и 5Ø5 S500 длиной 95 мм в поперечном направлении с шагом 500 мм. При выполнении пространственного армирования и соединения сеток С1 каркас изгибают посередине

длины до угла 90°.

Сборочные единицы для плиты дорожной 2ПП30.18-30: сетка арматурная С2 – 2 шт., каркас плоский К1 – 2 шт., петля П1 – 4 шт. Сетка С2 армирована 7Ø10 S400 длиной 2980 мм в продольном направлении и 11Ø8 S400 длиной 1730 мм в поперечном направлении. Каркас К1 принимается таким же, как и для плиты 1ПП30.18-30.

Плиты рассчитаны как конструкции на упругом основании. Под плиты временных дорог основание принято естественным песчаным (рис. 2, а) с модулем деформации $E_0 = 25$ МПа; коэффициент Пуассона $\nu_0 = 0,3$. Основание под плиты постоянных дорог выполнено из фракционированного щебня, песка, устроенного по грунту основания земляного полотна (рис. 2, б).

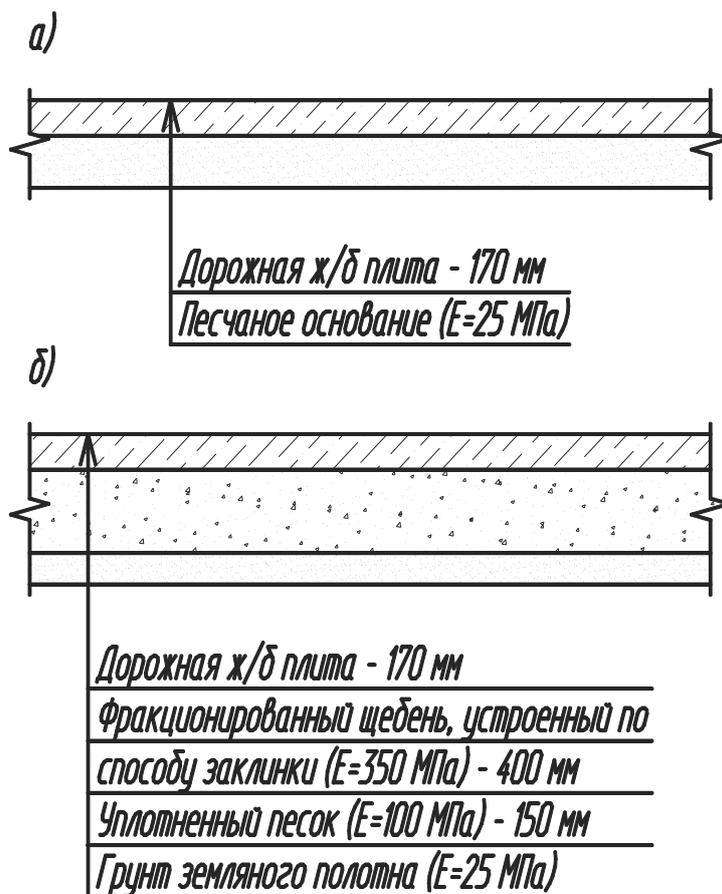


Рис. 2. Конструкция основания под плиты: а – временных дорог, б – постоянных дорог

Эквивалентный модуль деформации основания плит постоянных дорог

вычислен по формуле [3]

$$E_0^э = \frac{\left[1,05 - 0,1 \cdot \frac{h_i}{D} \cdot \left(1 - \sqrt[3]{\frac{E_{общ}}{E_i}} \right) \right] \cdot E_i}{0,71 \cdot \sqrt[3]{\frac{E_{общ}}{E_i}} \cdot \arctg\left(\frac{1,35 \cdot h_э}{D}\right) + \frac{E_i}{E_{общ}} \cdot \frac{2}{\pi} \cdot \arctg\left(\frac{D}{h_э}\right)};$$

$$\frac{h_э}{D} = \frac{2 \cdot h_i}{D} \cdot \sqrt[3]{\frac{E_{общ}}{6 \cdot E_i}},$$

где i – номер рассматриваемого слоя; h_i – толщина i -го слоя; D – диаметр нагруженной площади; $E_{общ}$ – общий модуль упругости полупространства, подстилающего i -й слой; E_i – модуль деформации i -го слоя.

Для плит временных дорог рассматривается 16 вариантов загрузки, для плит постоянных дорог – 12.

В качестве расчетного автомобиля принят самосвал МЗКТ 651510. Полная масса автомобиля составляет 46,4 т, грузоподъемность – 30 т. Статическая нагрузка на переднюю и заднюю оси составляет 8,2 и 15,0 т соответственно. В качестве расчетной гусеничной техники принята буровая установка фирмы «Сойлмек» (Soilmec) с шириной гусеницы 600 мм и давлением на основание 140 кПа.

Динамическая нагрузка на плиты временных и постоянных дорог от расчетного автомобиля собрана в соответствии с [4, приложение Б] и составляет $Q_{др} = 195$ кН на колесо задней оси и $Q_{др} = 106,6$ кН на колесо передней оси. Диаметр отпечатка колеса $D = 0,41$ м [4, приложение Б]. Статическая нагрузка от расчетной гусеничной техники на плиты временных дорог $q_p = 140$ кПа. Ширина гусеницы принята $t = 600$ мм.

Алгоритм расчета

Расчет выполнялся с помощью метода Б. Н. Жемочкина. Плита разбивалась на $m \times n = 15 \times 7$ прямоугольных участков Б. Н. Жемочкина (рис. 3).

В середине каждого участка прикладывали единичную сосредоточенную силу. Для определения коэффициентов канонических уравнений метода Б. Н. Жемочкина задавались функцией прогибов прямоугольной плиты с защемленной в начале координат нормалью в виде особого решения и совокупности частных решений Клебша [2]. После чего определяли свободные члены S и неизвестные коэффициенты A, B системы линейных алгебраических уравнений (СЛАУ) 8-го порядка при учете двух групп частных решений Клебша. По заданной функции прогибов и с учетом коэффициентов A, B находили коэффициенты δ канонических уравнений метода Б. Н. Жемочкина. В результате решения СЛАУ метода Б. Н. Жемочкина получили реактивные усилия, по которым определили реактивное давление под плитой и осадки основания. По известным осадкам основания найдены внутренние усилия, возникающие в плите (изгибающие и крутящие моменты, поперечные силы).

Как видно из табл. 1 и 2, наиболее опасным является краевое по ОХ и ОУ (рис. 4...6) загрузке плит колесной нагрузкой (задняя ось).

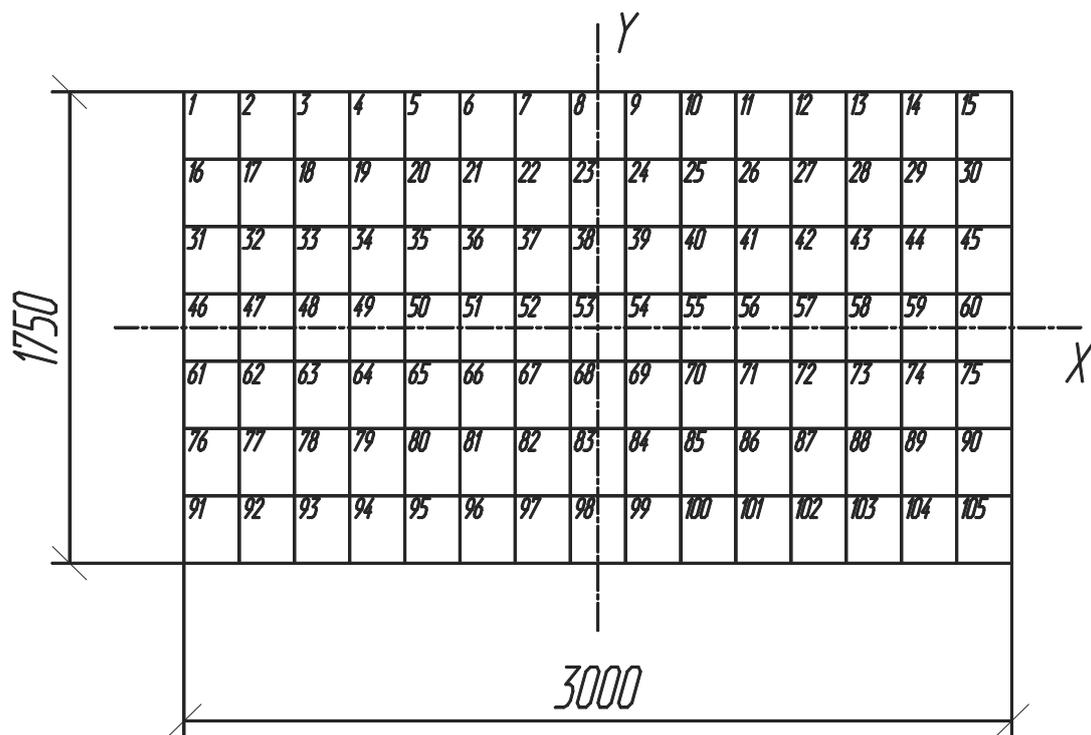


Рис. 3. Нумерация участков на прямоугольной плите

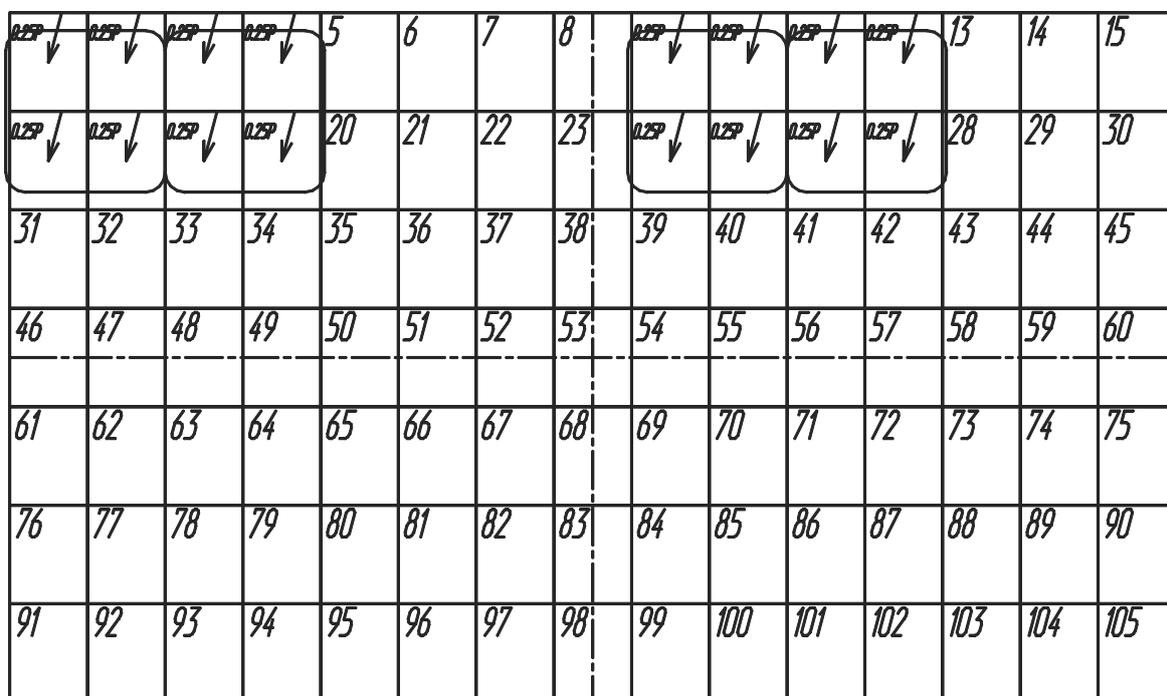


Рис. 4. Расчетная схема при краевом по ОХ и ОУ загрузке колесной нагрузкой (задняя ось) плит временных и постоянных дорог

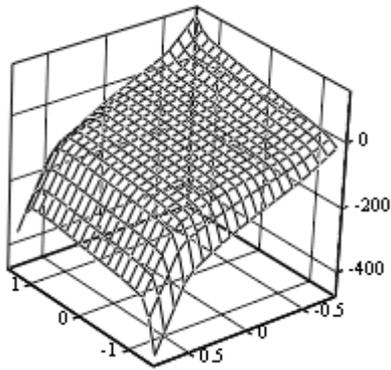
Табл. 1. Сводная таблица результатов расчета плит временных дорог (2ППЗ0.18-30)

Загружение	Максимальное значение							
	R, кН	P, кПа	S, мм	M _к , кН	M _{ср} , кН	M _{сп} , кН	Q _к , кН/м	Q _с , кН/м
<i>Заднее колесо</i>								
Центральное	4,51657233	90,33144655	2,86190504	2,64594278	-2,93690813	2,65067549 · 10 ⁻¹¹	3,38497477	3,91452601
Краевое по ОУ	10,67965339	213,59306789	4,57554264	4,84614903	-5,10659303	8,43441385	-113,9753044	10,53238652
Краевое по ОХ	10,44791327	208,95826539	4,9538471	15,84129948	-23,20573181	9,89320542	147,88476203	-28,46458692
Краевое по ОХ и ОУ	14,85328364	297,06567288	6,21636565	18,25529821	-25,45458885	46,19523763	632,44037192	-35,65380845
<i>Задняя ось</i>								
Краевое по ОХ	12,02074174	240,41483479	6,53017849	13,21616451	-19,87754378	4,4538033	78,03529467	25,69111724
Краевое по ОХ и ОУ	22,97231588	459,44631756	9,89966949	19,91216876	-25,3202331	47,47284989	-637,656533	27,84032637475
<i>Переднее колесо</i>								
Центральное	2,47673189	49,53463785	1,5597075	1,3264646	-1,45797172	1,42086603 · 10 ⁻¹¹	1,71839088	-1,91847674
Краевое по ОУ	5,84863469	116,97269374	2,49585598	2,65764164	-2,65880387	4,38473857	-59,25029795	5,66540365
Краевое по ОХ	6,26204281	125,24085626	2,91805811	10,89233269	-14,64262727	6,10551108	92,23546367	17,88176826
Краевое по ОХ и ОУ	8,47727949	169,54558981	3,56512888	12,78641568	-16,54087097	30,63676812	422,41373849	-22,18055735
<i>Передняя ось</i>								
Краевое по ОХ	6,44927503	128,98550051	3,58955694	8,47464292	-11,95591149	2,08781109	40,18659788	15,58252327
Краевое по ОХ и ОУ	12,34322037	246,86440739	5,45818931	12,90227247	-15,67557218	31,27972273	-420,8633229	16,53362774
<i>Гусеничная нагрузка</i>								
Центральное вдоль ОУ	3,45937824	69,18756487	2,1201103	1,18345174	-1,06337011	1,86156552 · 10 ⁻¹¹	1,53200155	1,13781915
Краевое по ОХ	8,27736194	165,5472388	3,93101209	12,78706839	-19,05100583	8,98291056	131,09952454	23,01524477
Центральное вдоль ОХ	5,51432985	110,28659694	3,85935407	7,00911289	-7,93140026	3,40690359 · 10 ⁻¹⁰	-8,7407097	-10,83339731
Краевое по ОУ	11,77865833	235,57316654	5,66846764	8,414916	-10,42442319	16,11717019	-217,83166626	13,5459704

Табл. 2. Сводная таблица результатов расчета плит постоянных дорог (ППЗ0.18-30)

Загружение	Максимальное значение							
	R, кН	P, кПа	S, мм	M _x , кН	M _y , кН	M _{xy} , кН	Q _x , кН/м	Q _y , кН/м
<i>Заднее колесо</i>								
Центральное	4,25269421	85,05388426	0,244726429	1,19054459	-1,28579184	-3,16279197 · 10 ⁻¹²	1,57629929	1,65215842
Краевое по ОУ	9,1547714	183,09542791	0,359284813	3,94921258	-3,95798416	6,51219097	-87,98872891	9,21875001
Краевое по ОХ	8,69462523	173,89250456	0,422374515	13,87370997	-16,62284149	8,43243226	123,13636786	19,86331978
Краевое по ОХ и ОУ	17,5402947	350,80589395	0,496446954	16,74530518	-20,39170821	30,4873365	415,2715738	-24,45700219
<i>Задняя ось</i>								
Краевое по ОХ	13,04664656	260,93293126	0,623260276	8,63839535	-12,11467601	3,86817	62,35380919	-15,18857863
Краевое по ОХ и ОУ	21,88417646	437,68352912	0,879910146	16,90511748	-19,06459929	35,12692975	-471,23592308	23,87112280842
<i>Переднее колесо</i>								
Центральное	2,24621195	44,92423896	0,131672829	0,58679207	-0,62066086	1,78114253 · 10 ⁻¹²	0,79643003	0,77428546
Краевое по ОУ	5,06912429	101,38248582	0,193820229	2,17673504	-2,1005848	3,3833515	-45,71262932	4,90874482
Краевое по ОХ	5,4927217	109,85443398	0,255397858	9,50012426	-10,43309819	5,23293622	77,04422075	-12,3800026
Краевое по ОХ и ОУ	10,12218961	202,44379213	0,297535904	11,6037985	-13,16118117	21,37372581	-284,25189555	-15,01147379
<i>Передняя ось</i>								
Краевое по ОХ	8,06073351	161,21467018	0,3664142	5,32467961	-7,01196956	1,85414811	-23,65860597	-8,85940268
Краевое по ОХ и ОУ	13,29645384	265,92907683	0,516927918	10,77378299	-11,48115039	23,68887002	-318,44779901	14,06786228

а)



б)

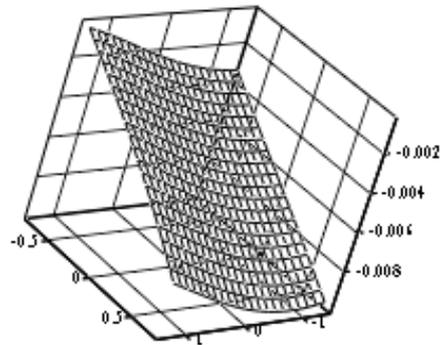
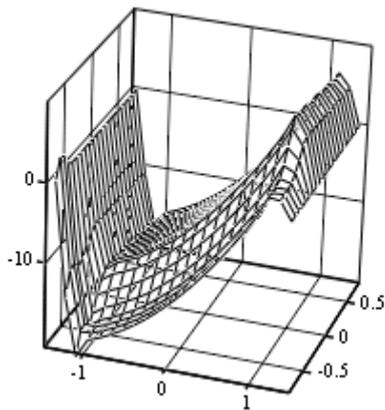
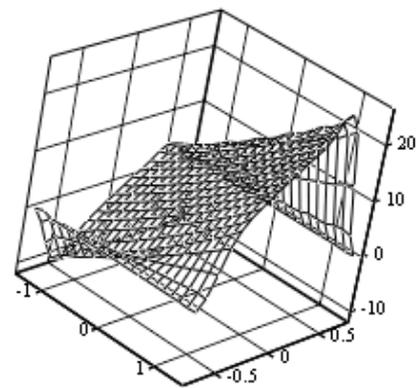


Рис. 5. Эпюры реактивных давлений (а) и распределение осадок (б), возникающих под плитами временных и постоянных дорог при краевом по ОХ и ОУ загрузке колесной нагрузкой (задняя ось)

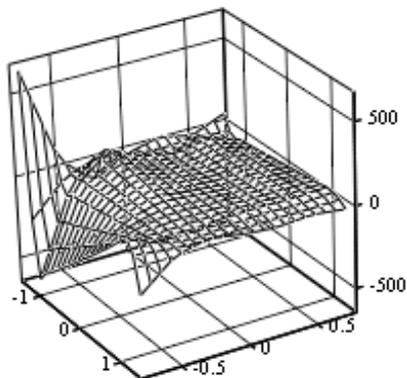
а)



б)



в)



г)

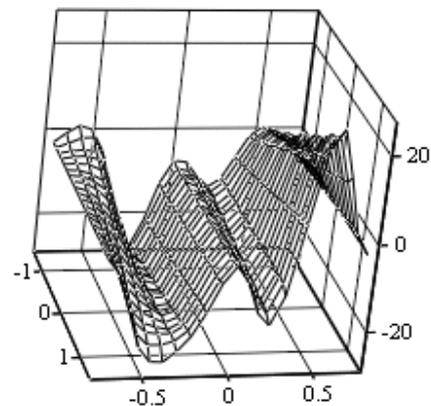
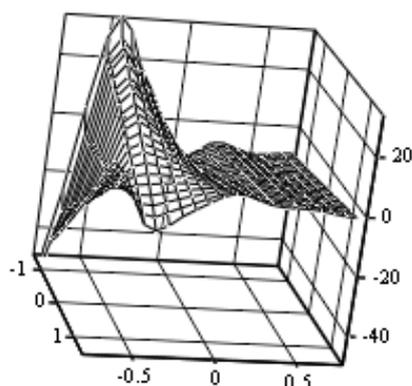


Рис. 6. Эпюры внутренних усилий, возникающие в плитах временных и постоянных дорог при краевом по ОХ и ОУ загрузке колесной нагрузкой (задняя ось): а – эпюра изгибающих моментов M_x ; б – эпюра изгибающих моментов M_y ; в – эпюра поперечных сил Q_x ; г – эпюра поперечных сил Q_y ; д – эпюра крутящих моментов M_{xy}

д)



Окончание рис. 6

Выводы

Проведенные исследования показывают, что при эксплуатации железобетонные плиты временных и постоянных дорог испытывают не только изгибающие моменты и поперечные силы в двух ортогональных направлениях, но и крутящие моменты. При этом избежать совместного воздействия крутящего и изгибающего моментов невозможно, т. к. переданные нагрузки на

плиту от колес автомобиля будут вне оси симметрии конструкции и не исключается вероятность образования выбоин, воронок и других дефектов под основанием плиты. В связи с этим несущую способность плит по заданному армированию и классу бетона необходимо проверять на прочность нормальных и наклонных сечений, а также на совместное воздействие крутящего и изгибающего моментов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Семенюк, С. Д. Железобетонные пространственные фундаменты жилых и гражданских зданий на неравномерно деформированном основании : монография / С. Д. Семенюк. – Могилев : Беларус.-Рос. ун-т, 2003. – 269 с.
2. Босаков, С. В. Статические расчеты плит на упругом основании / С. В. Босаков. – Минск : БНТУ, 2002. – 128 с.
3. ВСН 46-83. Инструкция по проектированию дорожных одежд нежесткого типа. – М. : Транспорт, 1985. – 157 с.
4. ТКП 45-3.03-244-2011 (02250). Автомобильные дороги. Дорожные одежды жесткого типа. Строительные нормы проектирования. – Минск : Минстройархитектуры РБ, 2012. – 60 с.

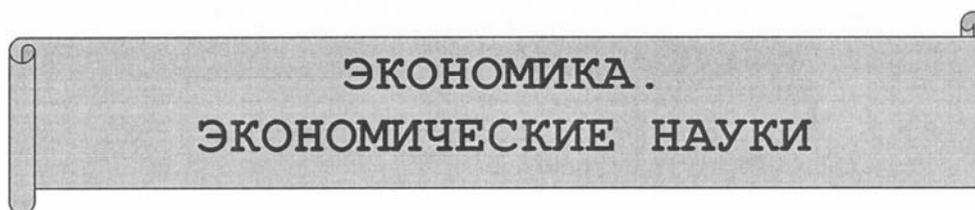
Статья сдана в редакцию 18 сентября 2015 года

Славик Денисович Семенюк, д-р техн. наук, Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-297-43-38-72.

Роман Владимирович Кумашов, аспирант, Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-293-06-21-18.

Slavik Denisovich Semeniuk, DSc (Engineering), Belarusian-Russian University. Phone: +375-297-43-38-72.

Roman Vladimirovich Kumashov, PhD student, Belarusian-Russian University. Phone: +375-293-06-21-18.



УДК 338

С. Л. Комарова, В. В. Бойчук

МАРКЕТИНГОВЫЕ ПОДХОДЫ К ОРГАНИЗАЦИИ РАБОТЫ ПРЕДПРИЯТИЯ ЖИЛИЩНО-КОММУНАЛЬНОГО ХОЗЯЙСТВА

UDC 338

S. L. Komarova, V. V. Boichuk

MARKETING APPROACHES IN ORGANIZING THE WORK OF THE PUBLIC UTILITY SECTOR

Аннотация

Предприятия жилищно-коммунального хозяйства (ЖКХ) нуждаются в реорганизации системы приёма платежей от населения и в применении современных маркетинговых подходов к работе по формированию и использованию информационных ресурсов. Создание информационно-телекоммуникационной инфраструктуры позволит выработать регламент и технологии обмена информацией в целях повышения уровня управления городским хозяйством, расчетом, начислением и учетом платежей от населения за жилищно-коммунальные и иные услуги.

Ключевые слова:

прибыль, рентабельность, показатели эффективности, факторинг, ЕРИП, ЖКХ, платежи от населения.

Abstract

Enterprises of the public utility sector need to reorganize the system of receiving payments from the population and to use modern marketing approaches to the formation and use of information resources. The creation of information and telecommunication infrastructure will develop regulations and technologies of information exchange with the purpose of improving municipal economy management, calculation, accrual and record of population-based payments for communal and other services.

Key words:

profit, profitability, efficiency index, factoring, ERIP, utilities, population-based payments.

Нынешние экономические условия диктуют новые требования к предприятиям, работающим на рынке Республики Беларусь. В рыночной экономике выживают и успешно функционируют только предприятия, соизмеряющие свои доходы с затратами и величиной вложенного капитала. Для продуктивной работы каждый хозяйствующий

субъект должен стремиться к повышению эффективности деятельности на основе рационального использования ресурсного потенциала, увеличения прибыльности производства или реализации продукции. Особые условия должны сохраняться для предприятий, которые не могут быть объявлены банкротами и работают с населением.

Финансовое состояние предприятия, его устойчивость и стабильность зависят от результатов производственной, коммерческой и финансовой деятельности. Следовательно, устойчивое финансовое состояние является итогом грамотного, умелого управления всем комплексом факторов, определяющих результаты хозяйственной деятельности предприятия.

В ходе исследования были изучены показатели работы Могилевского городского коммунального унитарного предприятия «Центр городских информационных систем» (МГКУП «ЦГИС»), занимающегося формированием и использованием информационных ресурсов города, обеспечением развития информационно-телекоммуникационной инфраструктуры, выработкой регламента и технологии обмена информацией в целях повышения уровня управления городским хозяйством, расчетом, начислением и учетом платежей населения за жилищно-коммунальные и иные услуги, обеспечением функционирования городской службы «одно окно» и др., за 2012...2014 гг. Анализ показателей позволил установить, что:

– в рассматриваемом периоде доход предприятия МГКУП «ЦГИС» увеличился и в 2014 г. составил 20410 млн р.

(рис. 1);

– ежегодно увеличивалась выручка от реализации услуг (рис. 2). Однако рентабельность продаж снизилась с 8,7 % в 2012 г. до 6,2 % в 2014 г.;

– удельный вес просроченной дебиторской задолженности населения в начислении за жилищно-коммунальные услуги (ЖКУ) составил 12,0 % и увеличился по сравнению с 2012 г. на 0,5 процентных пункта;

– в 2014 г., как и в 2012 г., наибольший удельный вес в общем объеме реализации услуг занимали обслуживание баз данных коммунальных платежей, реклама и секретарские услуги. В 2014 г. по сравнению с 2013 г. увеличился удельный вес дохода от обслуживания баз данных коммунальных платежей на 1,67 процентных пункта и от рекламы на 0,3 процентных пункта, снизился удельный вес доходов от реализации секретарских услуг на 0,8 процентных пункта, от создания, информационной и технической поддержки интернет-сайтов на 0,77 процентных пункта и прочих доходов по обслуживанию баз данных коммунальных платежей на 0,41 процентных пункта (рис. 3);

– на предприятии объемы реализации оказываемых услуг растут.

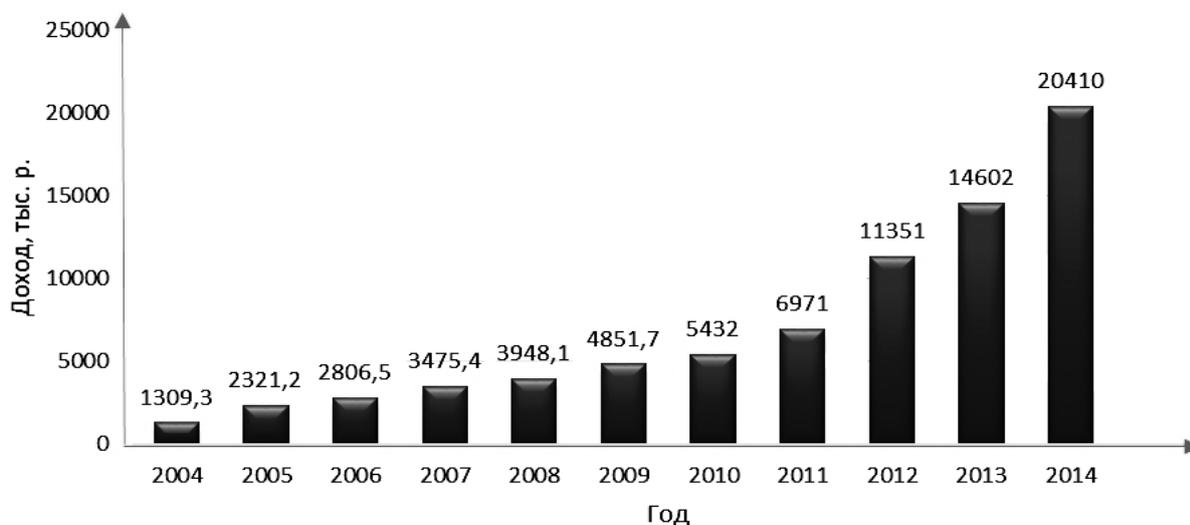


Рис. 1. Динамика роста доходов предприятия

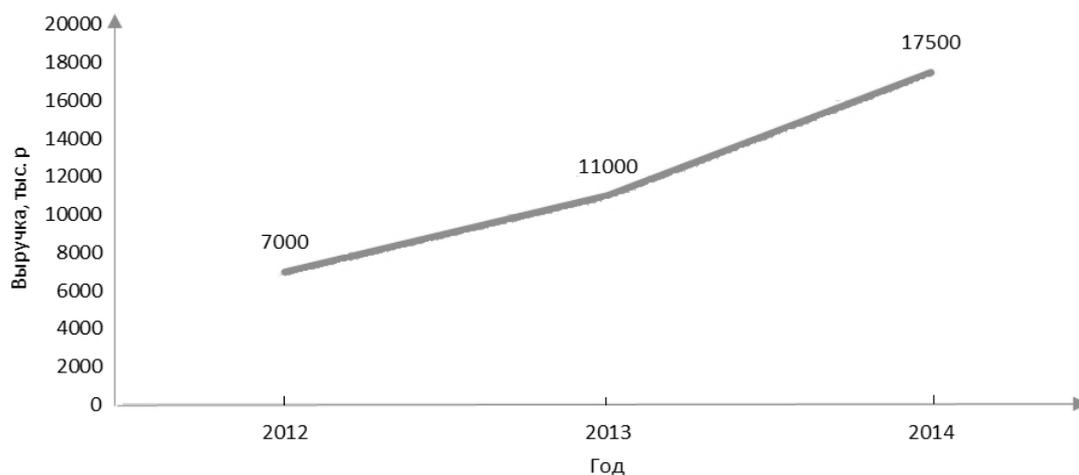


Рис. 2. Динамика выручки от реализации услуг за 2012...2014 гг.



Рис. 3. Структура объема реализации услуг в 2014 г.

Проблемы, существующие в системе управления жилищно-коммунальным хозяйством, в частности, нерациональное управление финансовыми потоками, в некоторой степени можно решить с помощью автоматизации расчетов и платежей в сфере ЖКХ или с помощью факторинга как одного из методов снижения дебиторской задолженности.

Результатом проведения мероприятий по работе с задолженностью должно явиться погашение должником

долга. Одним из направлений реструктуризации дебиторской задолженности и увеличения может стать факторинговая система.

Термин «факторинг» происходит от лат. «facere» – действовать, совершать (в англ. factoring). Факторинг – это торгово-комиссионная операция, которая связана с покупкой банком или фактор-фирмой требований поставщика к покупателю и их инкассацией за определенное вознаграждение и сочетается с

кредитованием оборотного капитала клиента-поставщика. Основа факторинга – переуступка неоплаченных долговых требований факторинговой компании (банку) на условиях немедленной оплаты 80...90 % стоимости поставок.

В факторинге участвуют как минимум три стороны, которые имеют свои права и обязанности: фактор-посредник, поставщик, покупатель. Одним из главных его достоинств является то, что поставщик, который произвел отгрузку продукции потребителю, может сразу получить от фактора оплату за отгруженный товар, не дожидаясь срока расчета с покупателем.

Тема факторинга получила развитие в таких законодательных актах, как Гражданский кодекс Республики Беларусь, Банковский кодекс Республики Беларусь, а также постановление Правления Национального банка Республики Беларусь «Об утверждении Правил проведения банками и небанковскими кредитно-финансовыми организациями финансирования под уступку денежного требования (факторинга)» от 30 авг. 2001 г. № 229 [2].

По договору финансирования под уступку денежного требования (факторинга) одна сторона (фактор) обязуется второй стороне (кредитору) вступить в денежное обязательство между кредитором и должником на стороне кредитора путем выплаты кредитору суммы денежного обязательства должника с дисконтом (разницей между суммой денежного обязательства должника и суммой, выплачиваемой фактором кредитору) с переходом прав кредитора на фактор (открытый факторинг) или без такого перехода (скрытый факторинг). В качестве фактора может выступать банк или иная кредитная организация (на практике в роли фактора выступают исключительно банки) [2].

Одной из операций по извлечению денежных средств является продажа дебиторской задолженности. Проведен анализ дебиторской задолженности по

срокам ее возникновения на примере одного из предприятий г. Могилева, занимающегося жилищно-коммунальными услугами. Это позволило оценить эффективность и сбалансированность политики кредита и предоставления скидок, определить области, в которых необходимы дополнительные усилия по возврату долгов, сделать прогноз поступлений средств.

Для стабилизации и улучшения финансового состояния предприятия следует провести ряд мероприятий, в ходе которых нужно уменьшить сумму дебиторской задолженности, увеличить финансовые результаты деятельности предприятия, обеспечить поиск новых источников получения доходов, активизировать работу с дебиторами.

Для рассматриваемого предприятия необходимо принять меры по уменьшению дебиторской задолженности за счет её продажи (факторинга). Предметом факторинговых операций в данном случае служит приобретение срочных обязательств клиентов, отсрочка по которым не превышает полугода.

Для начала факторинговой сделки следует заключить договор факторинга (договор о переуступке права требования платежных документов). В период заключения договора нужно оговорить сумму сделки. Сумма реальной величины дебиторской задолженности составляет 1 057,47 млн р., поэтому можно переуступить фактор-фирме платежные требования на сумму 528,74 млн р., т. е. 1/2 от суммы оставшейся дебиторской задолженности.

Заключив договор на факторинговое обслуживание, клиент несет расходы в виде оплаты услуг факторинговой компании.

В Беларуси клиент факторинговой компании оплачивает платеж, состоящий из двух частей: фиксированной ставки комиссии и процента, начисляемого на полученное финансирование. Вторая часть по смыслу есть не что иное, как процент за беззалоговый кре-

дит. Комиссия устанавливается в процентах от суммы счета-фактуры (обычно 1,5...2,5 %). Соответственно, с увеличением объема сделки увеличивается и сумма комиссий. Процентная ставка за кредит, как правило, на 1...2 % выше

ставок рынка краткосрочных кредитов.

Рассчитана сумма возврата денежных средств предприятию с применением факторинговой системы (табл. 1).

Табл. 1. Расчет суммы возврата денежных средств предприятию при использовании факторинга

Классификация дебиторов по срокам возникновения дебиторской задолженности	Количество лицевого счетов	Реальная величина задолженности, млн р.	Сумма денежных средств фактор-организации, млн р.	Сумма возврата денежных средств предприятия, млн р.
От 6 мес. до 1 года	103	239,45	86,2	153,2
От 1 года до 3 лет	90	475,79	171,3	304,5
От 3 лет до 5 лет	28	200,02	72	128
Св. 5 лет	17	142,2	51,2	91
Итого	238	1 057,47	380,7	676,7

При использовании факторинговой системы предприятие может вернуть большую часть долга, т. е. 676,7 млн р. Положительные результаты данной системы позволят предприятию вернуть оставшуюся задолженность.

Для повышения оперативности и эффективности работы с неплательщиками можно использовать специальное программное обеспечение. Переход к автоматизированной системе жилищно-коммунальных расчетов и платежей имеет много преимуществ, например, таких как экономия времени, высвобождение кадровых ресурсов и перераспределение их занятости с позиции повышения эффективности. Программы позволяют систематизировать информацию о плательщиках (например, о составе семьи, категории льгот и др.), поступлении платежей, расчетах за оказанные услуги и автоматизировать процессы начисления, сбора, обработки и перечисления платы за ЖКУ с учетом льгот и субсидий.

Автоматизированная система «Коммунальные платежи» выполняет комплексный расчет начислений по оплате жилищно-коммунальных услуг, ведет оперативную обработку, учет и

накопление информации о поступлении платежей нанимателей (собственников жилья), а также осуществляет документирование и отображение данных, формирование и выдачу управленческой, технологической и платежной документации по расчетам с поставщиками коммунальных услуг.

В расчетно-кассовых центрах (РКЦ) функционируют серверы базы данных и построена локальная компьютерная сеть. В ЦГИС установлен центральный городской сервер, на котором размещена единая городская база данных. На данный момент обмен информацией между РКЦ и ЦГИС производится по коммутируемым каналам с помощью модема в пакетном режиме (рис. 4). В дальнейшем планируется построить оптоволоконные линии связи.

Современная мировая практика организации приема платежей от населения за предоставленные услуги основана на интенсивном развитии информационных технологий, широком внедрении зарубежными банками способов оказания услуг посредством систем удаленного доступа (Интернет, мобильный телефон, банкомат или инфокиоск). С помощью виртуальных денег, не за-

ходя в какое-либо подразделение банка или даже прямо из дома, можно быстро и легко оплатить коммунальные услуги, пополнить баланс сотового телефона,

приобрести разнообразные товары в интернет-магазинах и произвести расчеты за другие виды услуг.

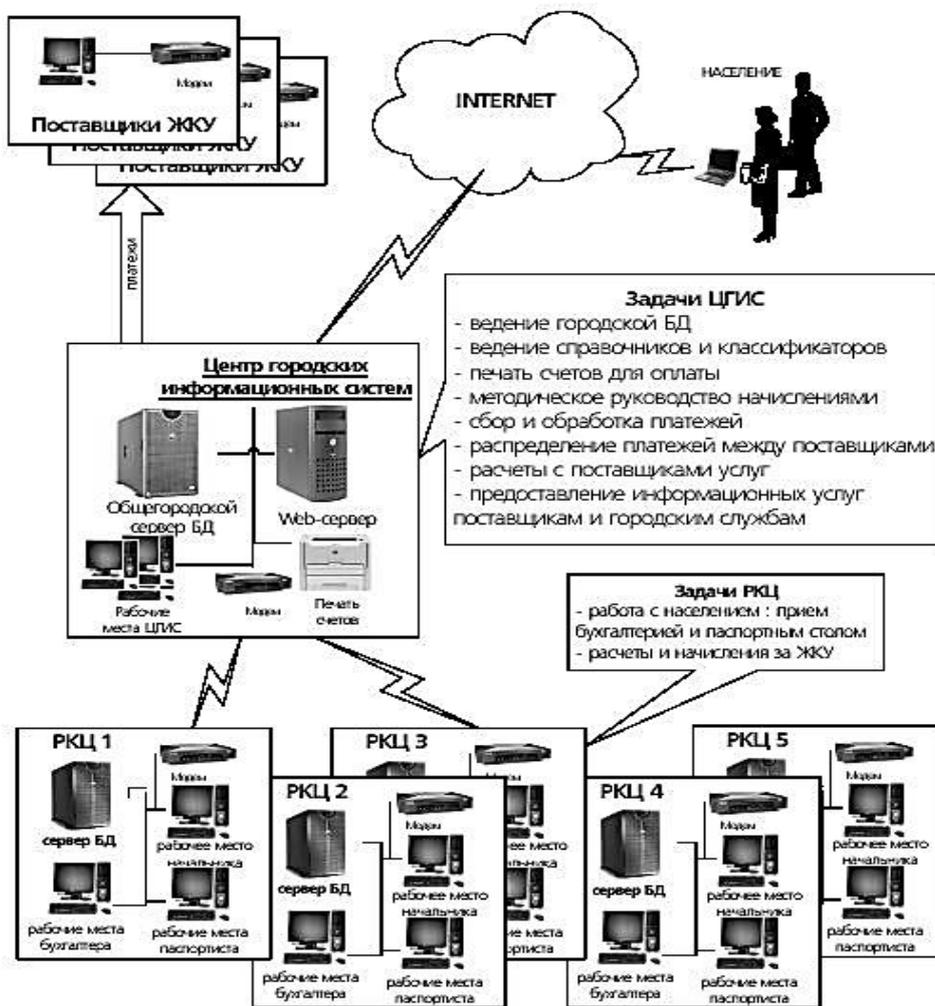


Рис. 4. Единая городская база данных

Организация приема платежей на основе самообслуживания позволила обеспечить круглосуточное и ежедневное предоставление банковских услуг, решить проблему очередей в банковских учреждениях и тем самым значительно повысить качество обслуживания населения. Используя передовой зарубежный опыт, Национальным банком при поддержке Правительства Республики Беларусь создана единственная на постсоветском пространстве уникальная автоматизированная система

расчетов за коммунальные и другие виды услуг – система «Расчет» единого расчетного и информационного пространства (далее – ЕРИП).

Система «Расчет» (ЕРИП) позволяет обеспечить обслуживание населения по принципу «одно окно». Это значит, что любой человек может оплатить любой вид услуг в любом учреждении банка, независимо от своего местоположения в республике и места оказания услуги, без предъявления квитанции на оплату как наличными денежными

средствами, так и с помощью банковской пластиковой карточки. При этом зачисление денежных средств на расчетный счет производителя услуг осуществляется не позднее следующего дня. В настоящее время, кроме социально-значимых видов услуг (квартплата, газ, электроэнергия, вода и др.) через систему «Расчет» (ЕРИП) можно оплатить охрану квартир, мобильную связь, квартирный телефон, Интернет, кабельное телевидение, обслуживание домофонов, содержание детей в детских до-

школьных учреждениях, страхование.

Для оплаты коммунальных услуг необходимо придерживаться территориального расположения. Чтобы осуществить платеж через инфокиоск, следует последовательно выбирать:

ЕРИП → Населенный пункт →
→ Коммунальные платежи.

В табл. 2 представлена система оплаты коммунальных платежей.

Табл. 2. Система оплаты коммунальных платежей по месяцам за 2014 г.

Месяц	Оплата через ЕРИП, %	Оплата через почту, %	Прочая оплата (безналичный платеж, удержание из зарплаты и т. д.), %
Январь	70,0	28,3	1,7
Февраль	70,1	28,1	1,8
Март	70,3	28,0	1,7
Апрель	70,7	27,9	1,4
Май	70,7	27,7	1,6
Июнь	70,8	27,6	1,6
Июль	70,9	27,5	1,6
Август	70,8	27,5	1,7
Сентябрь	70,9	27,7	1,4
Октябрь	70,7	27,6	1,7
Ноябрь	70,9	27,7	1,4
Декабрь	71,2	27,5	1,3
Средний процент за год	70,7	27,8	1,6

Анализ системы оплаты коммунальных платежей, представленной в табл. 2, показывает, что средний процент оплаты через систему «Расчет» (ЕРИП) за год составляет 70,7 %, через почту – 27,8 %, прочей оплаты – 1,6 %. Это связано с тем, что оплата через систему «Расчет» (ЕРИП) удобна и экономит время каждого клиента.

Наглядно система оплаты коммунальных платежей представлена на

рис. 5.

МГКУП «ЦГИС» стремится обеспечить максимальный комфорт и удобство для клиентов, пользующихся услугами. Предприятие МГКУП «ЦГИС» предлагает онлайн-сервис – интернет-банкинг, с помощью которого каждый клиент может самостоятельно воспользоваться услугой, которая ему необходима.

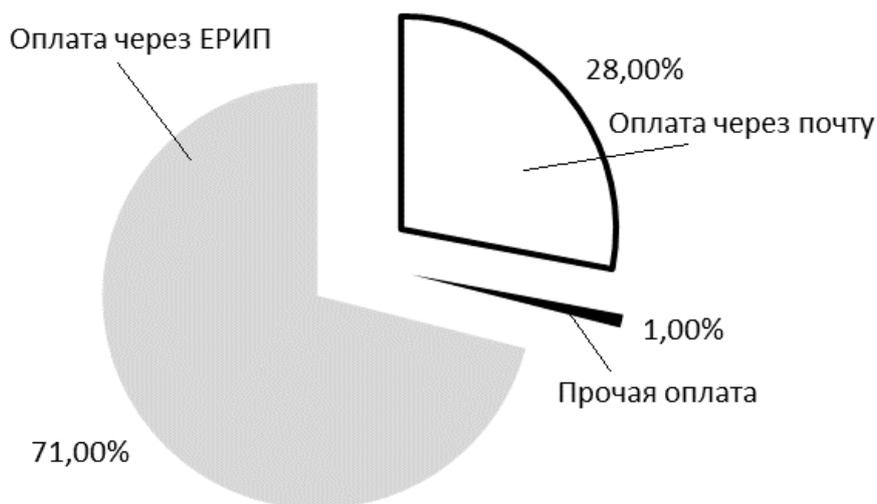


Рис. 5. Система оплаты коммунальных платежей за 2014 г.

Для удобства и экономии времени клиента предприятие осуществляет выдачу справок по онлайн-заказам. Передача показаний приборов индивидуального учета осуществляется следующим образом:

- посещение расчетно-кассовых центров (время работы – с 8.00 до 20.00 ч без обеда и выходных, кроме дней, официально объявленных праздничными);

- использование автоответчиков, установленных в каждом РКЦ и работающих круглосуточно с 20 по 30 (31) число каждого месяца;

- звонок на любой из номеров телефонов РКЦ;

- отправка SMS-сообщения и отправка электронного сообщения;

- заполнение специальной формы в разделе «Сообщить показания ИПУ» на сайте предприятия.

Все номера телефонов печатаются ежемесячно в извещении о размере платы за жилищно-коммунальные услуги.

Таким образом, на сегодняшний день существует возможность оказания услуг через Интернет, причем основным

достоинством является принцип «одно окно», т. е. возможность на сайте предприятия совершить сразу несколько операций, которые необходимы клиенту. Чтобы воспользоваться услугой «интернет-банкинг», клиенту (например, клиенту Беларусбанка) нужно обратиться по адресу: ibank.asb.by, далее ввести логин и пароль (рис. 6 и 7), из предлагаемых вкладок выбрать необходимое (рис. 8), затем следуя инструкциям, осуществить платёж.

Дифференциация платежей позволяет предприятию заниматься финансированием капитального строительства, переоснащением служб, текущими ремонтами. Проблемы, существующие в системе управления жилищно-коммунальным хозяйством, в частности, нерациональное управление финансовыми потоками, можно решить с помощью автоматизации расчетов и платежей в сфере ЖКХ или с помощью факторинга в качестве одного из методов снижения дебиторской задолженности.

ИНТЕРНЕТ-БАНКИНГ
ОАО "АСБ Беларусбанк"

147
+375 17 218-84-31

ВХОД в систему | Инструкция пользователя | Online-регистрация | Часто задаваемые вопросы

Логин

Пароль

Войти

[Разблокировать по СМС](#)

© 2014, ОАО «АСБ Беларусбанк»
Минск, пр-т Дзержинского, 18

Телефоны: 147, (017) 218-84-31
E-mail: info@belarusbank.by

Рис. 6. Вход в систему. Введение логина и пароля

ИНТЕРНЕТ-БАНКИНГ
ОАО "АСБ Беларусбанк"

147
+375 17 218-84-31

ВХОД в систему | Инструкция пользователя | Online-регистрация | Часто задаваемые вопросы

Введите код № 15
Код действует 1 минуту

Войти **Отмена**

© 2014, ОАО «АСБ Беларусбанк»
Минск, пр-т Дзержинского, 18

Телефоны: 147, (017) 218-84-31
E-mail: info@belarusbank.by

Рис. 7. Вход в систему. Введение кода

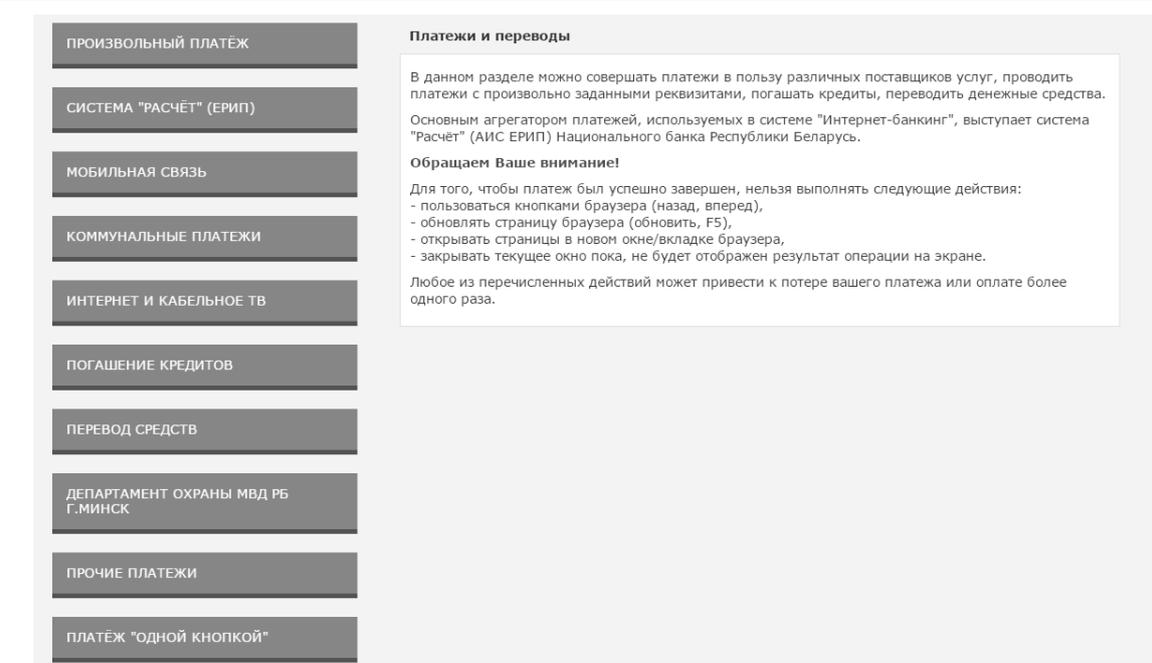


Рис. 8. Рабочее поле интернет-банкинга

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Панкратов, Ф. Г.** Коммерческая деятельность : учебник / Ф. Г. Панкратов. – М. : Дашков и К°, 2009. – 500 с.
2. Средства статистического анализа данных // Поддержка Microsoft Office [Электронный ресурс]. – 2011. – Режим доступа : [http : // office.microsoft.com/ru-ru/excel-help/HP005203873.aspx](http://office.microsoft.com/ru-ru/excel-help/HP005203873.aspx). – Дата доступа : 15.04.2011.
3. Анализ данных в Microsoft Excel // Машинное обучение Data Mining [Электронный ресурс]. – 2011. – Режим доступа : [http : // www.forekc.ru/nr1/index-korrelyacionny_i_analiz.htm](http://www.forekc.ru/nr1/index-korrelyacionny_i_analiz.htm). – Дата доступа : 15.04.2011.
4. ПО «Финансовый анализ предприятия» // Программа для проведения комплексного финансового состояния предприятия [Электронный ресурс]. – 2011. – Режим доступа : [http : // www.faprof.ru/?leaf=Analiz.htm](http://www.faprof.ru/?leaf=Analiz.htm). – Дата доступа : 15.04.2011.

Статья сдана в редакцию 18 октября 2015 года

Светлана Леонидовна Комарова, ст. преподаватель, Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-293-33-44-51.

Виктория Владимировна Бойчук, студент, Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-447-40-84-58.

Svetlana Leonidovna Komarova, senior lecturer, Belarusian-Russian University. Phone: +375-293-33-44-51.

Viktoriya Vladimirovna Boichuk, student, Belarusian-Russian University. Phone: +375-447-40-84-58.

УДК 658.5

Т. В. Пузанова, М. М. Туркова

ФУНКЦИОНАЛЬНОЕ БЮДЖЕТИРОВАНИЕ КАК НАПРАВЛЕНИЕ ПЛАНИРОВАНИЯ ХОЗЯЙСТВЕННОЙ ДЕЯТЕЛЬНОСТИ ПРЕДПРИЯТИЯ

UDC 658.5

T. V. Puzanova, M. M. Turkova

FUNCTIONAL BUDGETING AS A DIRECTION FOR PLANNING BUSINESS ACTIVITIES OF THE ENTERPRISE

Аннотация

Разработаны финансовая структура и бюджетная модель для подразделения машиностроительного предприятия. Обоснован функциональный бюджет подразделения с учетом конкурентоспособности производимой продукции.

Ключевые слова:

бюджетирование, бюджетная модель, центр финансовой ответственности, конкурентоспособность продукции.

Abstract

The financial structure and the budget model have been developed for the subdivision of the engineering enterprise. The functional budget for the subdivision has been substantiated, with the competitiveness of its products being taken into account.

Key words:

budgeting, budget model, financial responsibility center, competitiveness of products.

Актуальность бюджетирования на сегодняшний день подчеркивается возрастающей экспансией рыночных механизмов в процессы регулирования экономики и, как следствие, потребностью предприятий в разработке (планировании) своей конкурентной стратегии.

Проблема внедрения бюджетирования не нова. В условиях формирования рыночной экономики на смену «центру», который все планировал и распределял, пришел рынок. Теперь предприятие самостоятельно планирует деятельность, ориентируясь на его запросы. Если раньше планирование осуществлялось в основном в натуральных показателях, то сегодня актуальным становится планирование в стоимостных показателях. Увеличившаяся важ-

ность планирования как функции управления предприятием выводит бюджет в число основных инструментов управления. Процесс бюджетирования позволяет выстроить комплексную, прозрачную для анализа картину положения предприятия на рынке, оценить конкурентоспособность, риски, условия и технологические особенности производства, количество и профессиональный уровень сотрудников, ассортимент продукции, оптимизировать себестоимость выпущенной продукции, минимизировать складские остатки.

В работе рассмотрено решение задачи функционального бюджетирования сталелитейного цеха филиала ОАО «БЕЛАЗ» – управляющей компании холдинга «БЕЛАЗ – ХОЛДИНГ» в

городе Могилеве. Литейное производство занимает 14,6 % выпускаемой продукции филиала. Сталелитейный цех выпускает заготовки, которые используются как полуфабрикаты для дальнейшей обработки на предприятии, и как готовые изделия и полуфабрикаты для поставки на ОАО «БЕЛАЗ».

Предварительно организационная структура сталелитейного цеха была преобразована в финансовую структуру с выделением центров финансовой ответственности (ЦФО). Данные центры

необходимы для того, чтобы руководитель выделенного центра понимал стоящие перед ним цели и задачи, а также какие показатели он должен постоянно контролировать (табл. 1).

На рис. 1 представлена связь финансовой структуры сталелитейного цеха с ЦФО предприятия.

На основании финансовой структуры подразделения была разработана бюджетная модель, которая представляет собой схему формирования бюджетов (рис. 2).

Табл. 1. Стратегии ЦФО

Вид ЦФО	Стратегия	Контролируемый показатель
Центр прибыли	Максимизация прибыли	Чистая прибыль, затраты
Центр дохода	Увеличение дохода	Доход, объем продаж, затраты
Центр затрат	Экономия затрат	Переменные затраты, постоянные затраты

Для формирования бюджета создана информационно-аналитическая система, позволяющая осуществлять поддержку принятия плановых решений, наделенная удобным пользовательским интерфейсом.

В основу функционального бюджета положены учет ситуации на рынке, спрос и заказы на продукцию. Прогноз уровня спроса на планируемый год осуществлялся на основе анализа динамики реализации продукции за три предыдущих года. При отсутствии сезонности анализируемых показателей для прогнозирования применялась трендовая модель. На рис. 3 представлена динамика реализации стального литья за 2012...2014 гг., а также прогноз уровня спроса продукции на 2015 г. по месяцам с доверительными интервалами.

Таким образом, плановый объем реализации стального литья на 2015 г. может составить 5 574,03 т.

Бюджет производства продукции должен учитывать производственную мощность подразделения и остатки го-

товой продукции на складе. Поэтому математическая модель бюджета может быть представлена в виде неравенств

$$\begin{cases} \text{ОП}_{\text{ВП}} + \text{О}_{\text{ГП}} \leq C; \\ \text{ОП}_{\text{ВП}} \leq \text{ПМ}, \end{cases} \quad (1)$$

где $\text{ОП}_{\text{ВП}}$ – объем производства валовой продукции в год, т; $\text{О}_{\text{ГП}}$ – остатки готовой продукции на складе, т; C – свободный спрос на рынке, т; ПМ – производственная мощность подразделения.

С учетом того, что в подразделении выпускается однородная продукция, бюджет продаж является и бюджетом производства для подразделения.

Бюджет закупок формируется на основании оценки остатков сырья на складе и бюджета продаж.

Бюджет прямых затрат на материалы формируется с учетом цены на материалы, нормы расхода данного материала на единицу продукции и планового объема производства.



Рис. 1. Связь финансовой структуры сталелитейного цеха с ЦФО предприятия



Рис. 2. Бюджетная модель сталелитейного цеха



Рис. 3. Динамика объема реализации стального литья за 2012...2014 гг. и прогноз уровня спроса на 2015 г. по месяцам

Аналогично определяется потребность в электроэнергии, топливе (газе) по формуле

$$\Pi = \text{ОП}_{\text{ТП}} \cdot \sum_{i=1}^m (\text{Нр}_i \cdot \text{С}_i), \quad (2)$$

где Π – затраты на материалы, топливо (газ), электроэнергию в зимний период соответственно, р.; Нр_i – норма расхода материала, топлива (газа), электроэнергии на тонну стального литья соответственно, нат. ед.; С_i – цена за единицу материала, тариф за потребление единицы топлива (газа), энергии (электроэнергии и теплоэнергии), р.

Потребность в электроэнергии $\text{Э}_{\text{эл}}$ за год рассчитывается с учетом летнего периода следующим образом:

$$\text{Э}_{\text{эл}} = \Pi + \text{М}_{\text{л}}, \quad (3)$$

где $\text{М}_{\text{л}}$ – установленная мощность в летний период, р.

Потребность в теплоэнергии $\text{Э}_{\text{т}}$

определяется по формуле

$$\text{Э}_{\text{т}} = \text{ОП}_{\text{ТП}} (\text{С} + \text{И}) + \text{У}, \quad (4)$$

где И – индексация тарифа, р.; У – стоимость услуг филиала, р.

Бюджет прямых трудовых затрат определяется с учетом системы оплаты труда, действующей на предприятии, и включает основную и дополнительную заработные платы, отчисления на социальные нужды и обязательное страхование. В табл. 2 представлены разработанные бюджеты прямых затрат на планируемый период.

Бюджеты общепроизводственных и общехозяйственных расходов формировались с учетом ЦФО и статей, которые они контролируют. При этом необходимо было провести предварительный анализ и выявить излишние и необоснованные затраты, которые не должны включаться в планируемый бюджет.

Табл. 2. Планируемые бюджеты прямых затрат

Бюджет	Сумма, млн р.
Бюджет материальных затрат	74 255,11
В том числе:	
материалы основные	53 878,55
топливо и энергия на технологию	20 376,55
Бюджет прямых трудовых затрат	8 902,97
В том числе:	
основная зарплата производственных рабочих	5 087,99
дополнительная зарплата производственных рабочих	1 526,40
отчисления на соцстрах	2 248,89
обязательное страхование	39,69
Итого	83 158,08

Бюджет общепроизводственных расходов цеха состоит из:

– расходов на содержание и эксплуатацию оборудования (амортизация производственного оборудования и транспортных средств, затраты на эксплуатацию оборудования и транспортных средств и услуги вспомогательных цехов);

– общецеховых расходов (энергия

на содержание зданий и сооружений, вспомогательные материалы, оплата труда вспомогательных рабочих, содержание аппарата управления цеха, амортизация зданий и т. п.).

Общехозяйственные расходы подразделения включают затраты на обучение, командировочные расходы, оплату труда аппарата управления предприятия, налоги, амортизацию нематери-

альных активов, выплаты процентов по банку и т. п.

В табл. 3 представлены разработанные бюджеты общехозяйственных и общепроизводственных расходов сталелитейного цеха.

Для планирования полной себестоимости продукции необходимо учесть потери от брака, которые, как правило, устанавливаются на уровне предыдущего года, а также затраты на услуги со стороны и транспортно-заготовительные расходы, которые определяются на уровне предыдущего года и с учетом темпов роста данных за-

трат. Бюджет полной себестоимости валовой продукции был разработан с разбивкой по месяцам. Соответствующий годовой бюджет представлен на рис. 4. При этом себестоимость тонны стального литья составляет 35 560,3 тыс. р.

Для определения возможности реализации функционального бюджета продукции была оценена конкурентоспособность стального литья филиала ОАО «БЕЛАЗ». Для этого эксперты предприятия применяли систему оценки с 10-балльной шкалой. Результаты оценки конкурентоспособности представлены на рис. 5 и в табл. 4.

Табл. 3. Планируемые бюджеты косвенных затрат

Бюджет	Сумма, млн р.
Бюджет общепроизводственных расходов	73 154,22
В том числе:	
расходы на содержание и эксплуатацию оборудования	32 093,89
общехозяйственные расходы	41 060,33
Бюджет общехозяйственных расходов	11 572,03
Итого	84 726,25

Годовой функциональный бюджет	
<input type="text" value="5574.03"/>	годовой объем производства стального литья
материалы основные	<input type="text" value="53878554.65"/>
топливо и энергия на технологию	<input type="text" value="20376552.28"/>
осн.з.плата произв. рабочих	<input type="text" value="5087995.68"/>
доп.з.плата произв. рабочих	<input type="text" value="1526398.70"/>
отчисление на соц. страх	<input type="text" value="2248894.09"/>
обязательное страхование	<input type="text" value="39686.37"/>
расходы на содержание и эксплуатацию оборудования	<input type="text" value="32093891.28"/>
общепроизводственные расходы	<input type="text" value="41060335.85"/>
потери от брака	<input type="text" value="19835775.65"/>
износ инструментов и приспособлений	<input type="text" value="7957738.14"/>
транспортно-заготовительные расходы	<input type="text" value="2423129.80"/>
общехозяйственные расходы	<input type="text" value="11572028.47"/>
услуги со стороны	<input type="text" value="113100.79"/>
Итого, тыс.р.	<input type="text" value="198214081.75"/>
<input type="button" value="Показать"/>	<input type="button" value="Назад"/>

Рис. 4. Выходная форма информационно-аналитической системы с годовым функциональным бюджетом сталелитейного цеха



Рис. 5. Радар конкурентоспособности

Табл. 4. Результаты вычислений обобщенного критерия конкурентоспособности

Показатель	Филиал ОАО «БЕЛАЗ»	ОАО «ЛМЗ Универсал», г. Солигорск	ООО «ТМТ», г. Минск
Площадь оценочного круга, у. е.	259,8		
Площадь многоугольника, у. е.	92,23	187,92	145,5
Обобщенный критерий конкурентоспособности	0,36	0,72	0,56

Согласно табл. 4, конкурентоспособность стального литья филиала ОАО «БЕЛАЗ» значительно уступает продукции предприятий г. Солигорска и г. Минска по уровню брака и себестоимости. Для повышения конкурентоспособности продукции в функциональный бюджет были заложены мероприятия по снижению уровня брака. На основе анализа зависимости уровня брака продукции от затрат на повышение уровня квалификации основных производственных рабочих по статистическим данным выявлена обратная зависимость показателей (рис. 6).

Поэтому на плановый период при сохранении данной тенденции можно ожидать снижения уровня организационного брака при увеличении затрат на обучение основных рабочих. Кроме этого, анализ статистических данных по браку показал, что одной из основных

причин брака стального литья является использование мелкозернистого песка вместо среднезернистого или крупнозернистого. На основе балльных оценок экспертов и степени значимости критериев был выбран поставщик песка (табл. 5).

Процент снижения уровня брака при использовании песка Слонимского дробильно-сортировочного завода также определялся экспертным методом.

С учетом запланированных мероприятий был сформирован новый годовой функциональный бюджет для подразделения (рис. 7).

В результате предложенные мероприятия при реализации приведут к снижению себестоимости выпускаемой продукции (рис. 8).

Эффективность разработанного бюджета оценивалась по показателям, представленным на рис. 9.

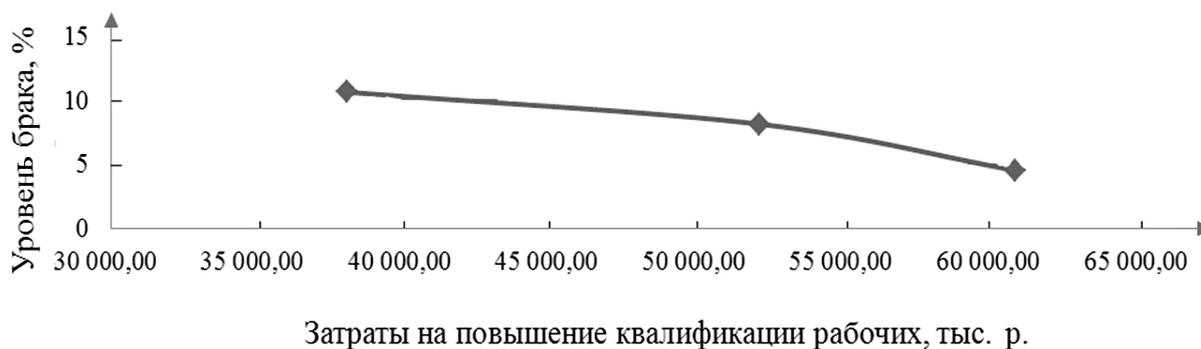


Рис. 6. Зависимость уровня организационного брака от затрат на повышение квалификации рабочих

Табл. 5. Оценка качества песка

Поставщик	Критерий				
	Цена за 1 т	Модуль крупности	Коэффициент фильтрации	Плотность песка	Сумма баллов
Жлобинский карьер формовочных материалов	3	2	1	1	1,85
Слонимский дробильно-сортировочный завод	2	3	2	3	2,45
Раменская фирма (РФ, Московская область)	1	3	2	2	1,95
Значимость показателя	0,3	0,25	0,25	0,2	1

Годовой функциональный бюджет	
5574.03	годовой объем производства стального литья
материалы основные	53878554.65
топливо и энергия на технологию	20376552.28
осн.з.плата произв. рабочих	5087995.68
доп.з.плата произв.рабочих	1526398.7
отчисление на соц. страх	2248894.09
обязательное страхование	39686.37
расходы на содержание и эксплуатацию оборудования	32093891.28
общепроизводственные расходы	41227556.69
потери от брака	11108034.37
износ инструментов и приспособлений	7957738.14
транспортно-заготовительные расходы	2423129.8
общехозяйственные расходы	11572028.47
услуги со стороны	113100.79
Итого, тыс.р.	189653561.3

Рис. 7. Выходная форма информационно-аналитической системы с годовым функционального бюджетом сталелитейного цеха с учетом запланированных мероприятий

Мероприятия по снижению уровня брака

3 | планируемое снижение уровня брака за счет повышения уровня брака квалификации рабочих, %

8 | планируемое снижение уровня брака продукции за счет изменения поставщика песка, % | 130 | цена 1 тонны песка, тыс.р.

	Издержки до внедрения мероприятий, тыс.р.	Издержки после внедрения мероприятий, тыс.р.	Абсолютное изменение, тыс.р.	Относительное изменение, %
материалы основные	9666	9666	0	0
топливо и энергия на технологию	3655.62	3655.62	0	0
осн.з.плата произв. рабочих	912.8	912.8	0	0
доп.з.плата произв. рабочих	273.84	273.84	0	0
отчисление на соц. страх	403.46	403.46	0	0
обязательное страхование	7.12	7.12	0	0
расходы на содержание и эксплуатацию оборудования	5757.76	5757.76	0	0
общепроизводственные расходы	7366.37	7396.37	30	0.41
потери от брака	3553.61	1992.62	-1565.79	-44
износ инструментов и приспособлений	1427.65	1427.65	0	0
транспортно-заготовительные расходы	434.72	434.72	0	0
общехозяйственные расходы	2076.06	2076.06	0	0
услуги со стороны	20.29	20.29	0	0
Итого, тыс.р.	35560.3	34024.51	-1535.79	-4.32

Показать годовой бюджет | показать себестоимость продукции | показать результаты деятельности подразделения | назад

Рис. 8. Выходная форма информационно-аналитической системы с результатами анализа себестоимости 1 т стального литья

Результаты деятельности подразделения

	до внедрения мероприятий	после внедрения мероприятий	Абсолютное изменение	Относительное изменение, %
Валовой выпуск стального литья, т	5574.03	5574.03	0	0
Валовой выпуск, млн.р.	209947.36	200880.1	-9067.26	-4.32
Себестоимость валового выпуска, млн. р.	198214.08	189653.56	-8560.56	-4.32
Себестоимость 1 тонны, тыс. р.	35560.3	34024.51	-1535.79	-4.32
Затраты на 1 р. продукции, р/р.	0.94	0.94	0	0
Валовая прибыль, млн.р.	-3243.11	11226.53	14469.65	446.17
Рентабельность валовой продукции, %	-1.65	5.92	7.56	-
Среднесписочное число работающих, чел	629	629	0	0
Производительность труда, т/чел.	9.2	9.2	0	0

35000 | рыночная цена за тонну стального литья, тыс.р.

2 | процент прибыли

Показать результат | назад

Рис. 9. Выходная форма информационно-аналитической системы с планируемыми результатами деятельности сталелитейного цеха

Таким образом, реализация разрабатываемого бюджета позволит повысить эффективность функционирования подразделения и конкурентоспособность предприятия на рынке стального литья.

Завершающим этапом при формировании бюджетной модели является

составление перечня «ЦФО – бюджет – статья», который позволит конкретизировать сферу деятельности каждого ЦФО и контролируемые статьи. Для сталелитейного цеха распределение ответственности представлено следующим образом (табл. 6).

Табл. 6. Перечень «ЦФО – бюджет – статья» для сталелитейного цеха

ЦФО	Бюджет	Статья
Производство	Прямых материальных затрат	Материалы основные
	Прямых трудовых затрат	Основная заработная плата производственных рабочих. Дополнительная заработная плата производственных рабочих. Отчисление на социальное страхование. Обязательное страхование. Потери от брака
Обеспечение производства	Прямых материальных затрат	Топливо и энергия на технологию
	Общепроизводственных расходов	Расходы на содержание и эксплуатацию оборудования. Общехозяйственные расходы. Износ инструментов и приспособлений
Управление цехом	Общехозяйственных расходов	Административно-управленческие расходы. Услуги со стороны. Транспортно-заготовительные расходы

Представленное в таблице распределение в функциональном бюджете сталелитейного цеха позволяет контролировать каждую статью расходов в себестоимости продукции, что обеспечи-

вает снижение риска его реализации и повышение эффективности функционирования подразделения и предприятия в целом.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Касьянова, Г. Ю.** Технология составления гибкого бюджета / Г. Ю. Касьянова // Финансовый менеджмент. – 2015. – № 3. – С. 72–75.
2. **Наумова, Н. В.** Бюджетирование в деятельности предприятия : учеб. пособие / Н. В. Наумова, Л. А. Жарикова. – Тамбов : Тамбов. гос. технолог. ун-т, 2009. – 112 с.

Статья сдана в редакцию 10 июля 2015 года

Татьяна Владимировна Пузанова, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-296-63-17-35.

Маргарита Михайловна Туркова, студент, Белорусско-Российский университет.

Tatyana Vladimirovna Puzanova, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University. Phone: +375-296-63-17-35.

Margarita Mikhailovna Turkova, student, Belarusian-Russian University.

ВЕСТНИК БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКОГО УНИВЕРСИТЕТА

№ 4(49) 2015

Ответственный за выпуск	В. И. Кошелева
Оформление обложки	Е. С. Фитцова
Дизайн и компьютерная верстка	Н. П. Полевничая

Адрес редакции: пр. Мира, 43, Белорусско-Российский университет, корп. 1, комн. 331, 212000, г. Могилев. Телефон: 26-61-00, e-mail: bru@bru.mogilev.by.

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

Подписано в печать 02.12.2015. Формат 60×84/8. Бумага офсетная. Печать офсетная. Гарнитура Таймс. Усл. печ. л. 16,51. Уч.-изд. л. 17,0. Тираж 100 экз. Заказ 6237.

УПКП «Могилевская областная укрупненная типография
имени Спиридона Соболя»

Свидетельство о государственной регистрации издателя,
изготовителя, распространителя печатных изданий:

№ 1/116 от 17.12.2013,

№ 2/24 от 12.12.2013.

Ул. Первомайская, 70, 212030, г. Могилев, Республика Беларусь