ВЕСТНИК

Белорусско-Российского университета

ТРАНСПОРТ
МАШИНОСТРОЕНИЕ. МЕТАЛЛУРГИЯ
ЭЛЕКТРОТЕХНИКА
СТРОИТЕЛЬСТВО. АРХИТЕКТУРА
ОХРАНА ТРУДА. ОХРАНА
ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ. ГЕОЭКОЛОГИЯ
ЭКОНОМИКА. ЭКОНОМИЧЕСКИЕ НАУКИ

Научно-методический журнал
Издается с октября 2001 г.

Периодичность – 4 раза в год

3(24) 2009

СОДЕРЖАНИЕ

ТРАНСПОРТ

АГЕЙЧИК В. А., РОМАНЮК Н. Н., ВОЛЬСКИЙ А. Л., АГЕЙЧИК М. В. Исследование силового взаимодействия рабочих органов сельскохозяйственных машин с камнями..…….. 6

АНТИПЕНКО Г. Л., СУДАКОВА В. А., ШАМБАЛОВА М. Г. Пути создания компьютерных средств диагностики трансмиссий транспортных машин …..……..... 12

ГУТИЕВ Э. К., МАМИТИ Г. И., ПЛИЕВ С. Х., МЕЛЬНИКОВ А. С. Специальные колесные машины для освоения горных территорий …….. 22

ИВАНОВ В. П., ВИГЕРИНА Т. В. Механизм разрушения валов с покрытиями, работающих в условиях циклического нагружения 30

МЕЛЬНИКОВ А. С., САЗОНОВ И. С., КИМ В. А. Влияние среднего диаметра резьбы нажимного устройства на характеристики дискового тормоза мотоцикла с механическим приводом 37

ТАРАСИК В. П., ПУЗАНОВА О. В., КУРСТАК В. И. Моделирование дифференциальных приводов ведущих колес мобильных машин 42

МАШИНОСТРОЕНИЕ. МЕТАЛЛУРГИЯ

БЕЛОКОНЬ В. М. Качество процесса сварки в защитных газах 54

БЛИЗНЮК С. Н., ДОВГАЛЕВ А. М. Упругосиловой метод комбинированной обработки резанием и ППД 62

БОРИСЕНКО Л. А. Кинематика планетарного редуктора с пальцевым карданом 70

ДОВГАЛЕВ А. М., БЛИЗНЮК С. Н. Динамическая модель упругосилового метода комбинированной обработки резанием и ППД 79

ЖОЛОБОВ А. А., КАЗАКОВ А. В. Особенности расчета упругих деформаций технологической системы при токарной обработке ступенчатого вала 87

КИСЕЛЕВ М. Г., ДРОЗДОВ А. В., ГАБЕЦ В. Л., СТОЛЯРОВ А. А. Влияние ультразвуковых колебаний, сообщаемых накатному ролику под углом, на условия его контактного взаимодействия с подвижным основанием..... 96

ЛОВШЕНКО Ф. Г., ЛОВШЕНКО Г. Ф. Оптимизация состава механически легированных дисперсно-упрочненных никелевых материалов..... 110

ШАЛЫЖИН К. А., ЖОЛОБОВ А. А. Прогнозирование точности формообразования шлицевой поверхности червячной фрезой с учетом изменяющейся жесткости технологической системы..... 121

ЭЛЕКТРОТЕХНИКА

АВТУШЕНКО Н. А., ЛЕНЕВСКИЙ Г. С. Построение систем управления переходными процессами в магистральных трубопроводах горячего водоснабжения ……... 129

СТРОИТЕЛЬСТВО. АРХИТЕКТУРА

СУХОДОЕВА Н. В., БАБИЦКИЙ В. В. Анализ формул для расчета прочности бетона на сжатие……..... 139

ОХРАНА ТРУДА. ОХРАНА ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ. ГЕОЭКОЛОГИЯ

БЕРДОВ А. М. Биоиндикационная оценка состояния пригородных насаждений г. Людиново по вариации флуктуирующей асимметрии листьев берёзы повислой…….…..... 148

БЕРЕЗОВСКИЙ С. Н., БЕРЕЗОВСКИЙ Н. И. Комплексное освоение, использование сырья и вскрышных пород для производства строительных материалов ……..…… 155

ГАЛЮЖИН С. Д., ПУСКОВА В. М., РУЦКИЙ М. И. Безопасность эксплуатации строительно-дорожных и транспортных машин…….……... 162

ЭКОНОМИКА. ЭКОНОМИЧЕСКИЕ НАУКИ

ГНАТЮК С. Н., АНТИПОВА А. А. Венчурное финансирование как инструмент стимулирования развития инновационной деятельности в Республике Беларусь ……...……..…….. 173

РОМАНЬКОВА Т. В., ГРИНЕВИЧ М. Н. Экономические факторы снижения энергоемкости продукции машиностроения ……..……..…….. 182

ШАМАЕВ А. А. Моделирование распределения дохода на уровне хозяйствующего субъекта……...……..... 190

- *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

TRANSPORT

AHEICHYK V. A. , ROMANIUK N. N. , VOLSKI A. L. , AHEICHYK M. V. Research of force interaction of operative parts of agricultural machinery with stones ……. 6

ANTIPENKO G. L., SUDAKOVA V. A., SHAMBALOVA M. G. Ways of creation of computer diagnostic devices of transmissions of transport vehicles 12

GUTIEV E. K., MAMITI G. I., PLIEV S. H., MELNIKOV A. S. Special wheeled machines for development mountain areas ..…….. 22

IVANOV V. P., VIGERINA T. V. Failure mechanism of plated shafts while functioning in cyclic loading conditions 30

MELNIKOV A. S., SAZONOV I. S., KIM V. A. Influence of the hold-down device angle thread diameter on the characteristics of the motorcycle disk brake with a mechanical drive ……..……..... 37

TARASIK V. P., PUZANOVA O. V., KURSTAK V. I. Differential drives modeling of mobile machines driving wheels …… 42

MECHANICAL ENGINEERING. METALLURGY

BELOKON V. M. The quality of the gas shielding welding process ……..... 54

BLIZNIUK S. N., DOVGALEV A. M. Elastic force method of combined machining by cutting and surface plastic deformation ….…….. 62

BORISENKO L. A. Kinematics of the planetary reduction gear with a pin cardan ……..……... 70

DOVGALEV A. M., BLIZNIUK S. N. Dynamic model of elastic force method of combined machining by cutting and surface plastic deformation ……..…… 79

ZHOLOBOV A. A., KAZAKOV A. V. Features of calculation of elastic deformations of technological system at turning processing of a step shaft ……..…..... 87

KISELEV M. G., DROZDOV A. V., HABETS V. L., STOLIAROV A. A. Influence of ultrasonic oscillation imparted to knurling tool on-the-miter on the conditions of its contact interaction with mobile base ……..……..... 96

LOVSHENKO F. G., LOVSHENKO G. F. Optimization of mechanically alloyed age-hardened nickel materials make-up ……. 110

SHALYZHYN K. A., ZHOLOBOV A. A. Forecasting of accuracy of shaping of the splined surface by the hob taking into account changing rigidity of the technological system ……..……. 121

ELECTRICAL ENGINEERING

AVTUSHENKO N. A., LENEVSKY G. S. Construction of control systems by transients in the main hot waterway pipelines ……..…….…….. 129

CIVIL ENGINEERING. ARCHITECTURE

SUKHADOEVA N. V., BABITSKI V. V. The analysis of formulas for calculation of compressive concrete strength ……..……..…….. 139

LABOUR PROTECTION. ENVIRONMENT PROTECTION. GEOECOLOGY

BERDOV A. M. Bioindicative rating of green zone plantation of ludinovo town using fluctuating asymmetry of weeping birch ……...…….…… 148

BEREZOVSKY S. N., BEREZOVSKY N. I. Complex development, use of raw materials and overburden for manufacture of building materials ……...…….. 155

HALIUZHYN S. D., PUSKOVA V. M., RUTSKIY M. I. Safety of using of construction-road and ransport machinery ……...……..….. 162

ECONOMICS. ECONOMIC SCIENCES

GNATUK S. N., ANTIPOVA A. A. Venture financing as the tool of stimulation of development o f innovative activity in the Republic of Belarus..... 173

ROMANKOVA T. V., GRINEVICH M. N. Economic factors of power intensity decrease of mechanical engineering production…….. 182

SHAMAEV A. A. Modeling of income distribution on the level of business entity 190

ТРАНСПОРТ

УДК 631.3.01

В. А. Агейчик, канд. техн. наук, доц., Н. Н. Романюк, А. Л. Вольский, М. В. Агейчик

ИССЛЕДОВАНИЕ СИЛОВОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ РАБОЧИХ ОРГАНОВ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН С КАМНЯМИ

Рассматриваются вопросы силового взаимодействия рабочих органов сельскохозяйственных машин с камнями. На примере механизма навески сошников зерновой сеялки поставленная задача решается путем изучения лобового удара о камень. Экспериментально выявлена связь между продольным усилием и изгибающим и скручивающим моментами и основными факторами, влияющими на их величину. Полученные данные могут быть использованы при проектировании новых машин.

Введение

При проектировании рабочих органов почвообрабатывающих и посевных машин, подвесок колес надо знать максимальные значения сил при их соприкосновении с камнями, являющимися одним из существенных факторов, снижающих надежность и долговечность работы сельскохозяйственной техники.

Проведенные нами исследования показали, что при работе сеялки на практически не каменистых почвах (содержание камней на поверхности поля до 5 м^3/га), при ее нормативной наработке в 150 га, каждый сошник около 10000 раз встретится с камнем размером более 100 мм, а с камнями более 330 мм в диаметре – 150 раз [1].

Проведенные академиком М. М. Северневым [2, 3] теоретические исследования определения сил, действующих на жестко закрепленные в раме рабочие органы сельскохозяйственных машин при встрече их с камнем, в полной мере позволяют определить их максимальные значения.

Аналитические зависимости, полученные В. Н. Гиммельфарбом и В. М. Кудрявцевым в [4], дают возможность определить усилия, действующие на рабочие органы, шарнирно навешанные на раму машины. Однако они требуют предварительного экспериментального определения ускорения рабочего органа, возникающего в момент удара его о камень. Это в значительной мере снижает ценность и ограничивает возможность их применения. Поэтому этот вопрос требует своего дальнейшего развития.

Косой удар рабочего органа о камень рассмотрен В. В. Александряном и Р. С. Минасяном в [5, 6]. Анализ их исследований показывает, что строгое определение и нахождение наиболее рациональных прочностных характеристик механизма навески представляет собой сложную и трудоемкую задачу. Решение ее в полной мере возможно лишь в рамках специальной работы, посвященной только этому вопросу.

При проектировании механизма навески сошников зерновой сеялки для почв, засоренных камнями, надо знать максимальные значения сил, которые могут встречаться в процессе работы сеялки. Поэтому важно хотя бы приближенно изучить общие закономерности, влияющие на величину этих сил.

Наиболее просто поставленную задачу можно решить, если, изучив процесс лобового удара о камень, в дальнейшем экспериментально выявить связь между продольным усилием и изгибающим и скручивающим моментами и основными факторами, влияющими на их величину.

Основная часть

Схема сил, действующих на поводок и сошник при ударе сошника о камень, представлена на рис. 1.

Для нахождения максимальных значений сил, которые могут встречаться в процессе работы сеялки, воспользуемся уравнениями Лагранжа, приняв в качестве обобщенных координат x и ε:

$$\frac{d}{dt}\cdot\frac{\partial T}{\partial \dot{x}}-\frac{\partial T}{\partial x}=Q_x;$$

$$\frac{d}{dt}\cdot\frac{\partial T}{\partial \dot{\varepsilon}}-\frac{\partial T}{\partial \varepsilon}=Q_\varepsilon, \qquad (1)$$

где T – кинетическая энергия системы, Дж; Q_x, Q_ε – обобщенные силы, Н, Н·м.

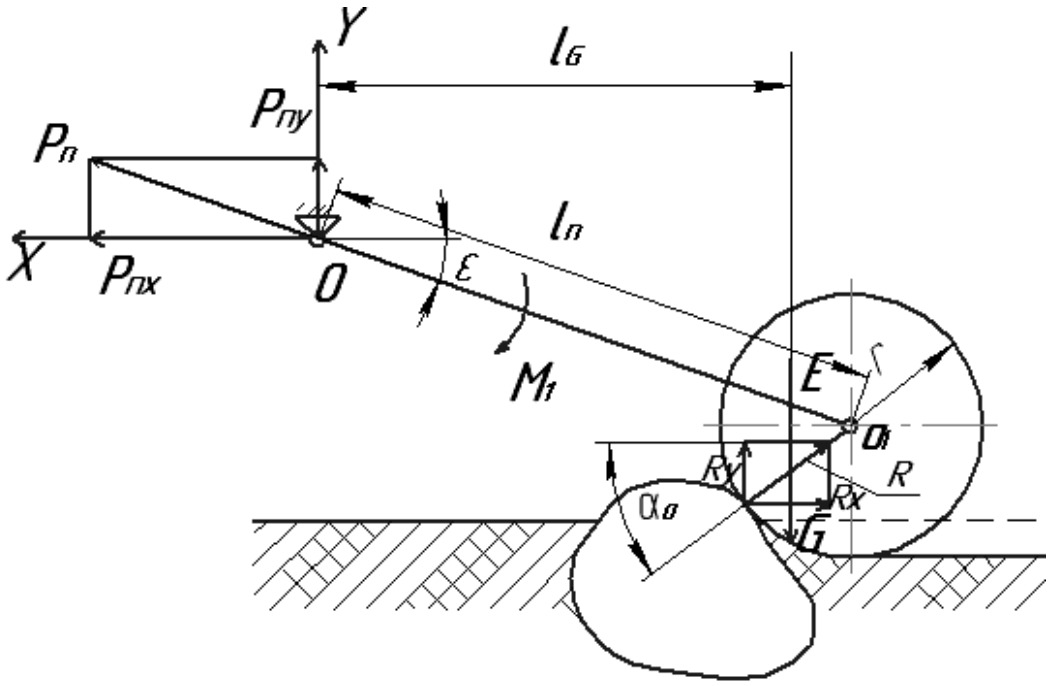

Рис. 1. Схема сил, действующих на поводок и сошник при ударе сошников о камень

Если пренебречь кинетической энергией вращающихся дисков сошников, то кинетическая энергия системы

$$T=\frac{m\dot{x}^2+I\dot{\varepsilon}^2}{2}, \qquad (2)$$

где m – масса сошника с поводком, кг.

Обобщенные силы равны:

$$Q_x=P_n\cos\varepsilon-R\cos\alpha_0; \qquad (3)$$

$$Q_\varepsilon=R\sin\alpha_0(l_n cos\varepsilon-r\cos\alpha_0)+$$
$$+R\cos\alpha_0(l_n\sin\varepsilon+r\sin\alpha_0)-$$
$$-Gl_G-M_{зн}=0, \qquad (4)$$

где G – общий вес сошника с поводком, Н; l_G – плечо веса сошника с поводком относительно точки подвеса O, м; P_n – реакция в шарнире O, направленная вдоль поводка, Н; R – сила взаимодействия сошника с камнем (принимаем, что она направлена в центр вращения дисков сошника), Н; α_0 – угол контакта сошника с камнем, рад; $M_{зн}$ – заглубляющий момент со стороны механизма навески при установке сошника на заданную глубину, Н·м.

Так как

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{x}} = m\dot{x};\ \frac{d}{dt}\cdot\frac{\partial T}{\partial \dot{x}} = m\ddot{x};\ \frac{\partial T}{\partial x} = 0;$$

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{\varepsilon}} = I\dot{\varepsilon};\ \frac{d}{dt}\cdot\frac{\partial T}{\partial \dot{\varepsilon}} = I\ddot{\varepsilon};\ \frac{\partial T}{\partial \varepsilon} = 0, \qquad (5)$$

то с учетом выражений (3) и (4) система уравнений (1) перепишется таким образом:

$$m\ddot{x} = P_n\cos\varepsilon - R\cos\alpha_0;$$

$$I\ddot{\varepsilon} = R\sin\alpha_0(l_n\cos\varepsilon - r\cos\alpha_0) + R\cos\alpha_0(l_n\sin\varepsilon + r\sin\alpha_0) - Gl_G - M_{зн} = 0. \qquad (6)$$

Если сеялка движется равномерно, то система уравнений (6) имеет вид:

$$P_n\cos\varepsilon - R\cos\alpha_0 = 0;$$

$$I\ddot{\varepsilon} = R\sin\alpha_0(l_n\cos\varepsilon - r\cos\alpha_0) + R\cos\alpha_0(l_n\sin\varepsilon + r\sin\alpha_0) - Gl_G - M_{зн} = 0. \qquad (7)$$

Для определения углового ускорения сошника в момент удара рассмотрим схему перемещения системы поводок–сошник в этот момент (рис. 2).

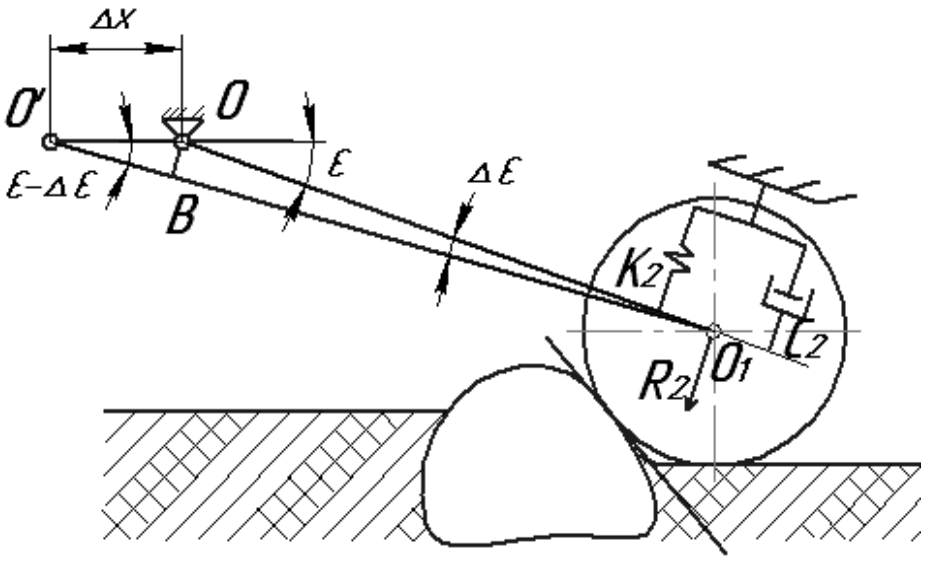

Рис. 2. Схема перемещения системы поводок–сошник в момент удара сошника о камень

За время, равное половине продолжительности контакта между сошником и камнем, скорость сошника уменьшится до нуля, т. к. в период контакта он будет за половину этого времени остановлен неподвижным камнем, а затем отходит от него, сохраняя контакт, точка подвеса O переместится на расстояние ΔX и займет положение O', а сошник повернется вокруг этой точки на угол $\Delta\varepsilon$.

Так как $\Delta\varepsilon$ достаточно мало (см. рис. 2), то из треугольника OO_1B

$$OB = l_n\cdot\Delta\varepsilon. \qquad (8)$$

Считая, что $\sin(\varepsilon - \Delta\varepsilon) \approx \sin\varepsilon$, из треугольника $OO'B$ находим

$$OB = \Delta X\sin\varepsilon, \qquad (9)$$

откуда

$$\Delta\varepsilon = \frac{\Delta X\sin\varepsilon}{l_n}. \qquad (10)$$

Поскольку

$$\Delta X = V\frac{t}{2}, \qquad (11)$$

где t – время контакта сошника с камнем, с; V – скорость поступательного движения сеялки, м/с,
то

$$\ddot{\varepsilon} = \frac{2V \sin \varepsilon}{l_n t}. \qquad (12)$$

В этом случае система уравнений (7) приводится к следующему виду:

$$P_n \cos \varepsilon - R \cos \alpha_0 = 0,$$

$$\frac{2V \cdot I \cdot \sin \varepsilon}{l_n t} = R \sin \alpha_0 (l_n \cos \varepsilon - r \cos \alpha_0) +$$
$$+ R \cos \alpha_0 (l_n \sin \varepsilon + r \sin \alpha_0) - G l_G - M_{зн}, \qquad (13)$$

откуда

$$P_n = \frac{2V \cdot I \cdot l_n^{-1} \cdot t^{-1} \sin \varepsilon + G \cdot l_G + M_{зн}}{l_n \cos \varepsilon \cos^{-1} \alpha_0 \sin(\alpha_0 + \varepsilon)}. \qquad (14)$$

Продолжительность контакта соударяемых тел определим по формулам [7]:

$$t = \frac{2{,}9432}{V^{0,2}} \left(\frac{5}{4 K_1^{/} K_2^{/}} \right)^{0,4}; \qquad (15)$$

$$K_1^{/} = \frac{m_1 + m_2}{m_1 m_2}, \qquad (16)$$

где $K_1^{/}$ – коэффициент, учитывающий соотношение масс соударяемых тел; $K_2^{/}$ – коэффициент, зависящий от геометрических параметров и физико-механических свойств соударяемых тел; m_1, m_2 – массы соударяемых тел, кг.

При ударе в неподвижное препятствие

$$K_1^{/} = 1/m, \qquad (17)$$

где m – масса подвижного тела, кг.

Определение коэффициента $K_2^{/}$ представляет собой значительную сложность и результаты вычислений по формулам (15) и (16) не всегда достаточно точно соответствуют экспериментальным данным, поэтому наиболее целесообразно представить формулу (15) в виде

$$t = K_0 \frac{m^{0,4}}{V^{0,2}}, \qquad (18)$$

где K_0 – обобщенный коэффициент, учитывающий геометрические параметры и физико-механические свойства соударяемых тел.

Рассчитав значение коэффициента K_0 на основании экспериментальных данных по формуле

$$K_0 = \frac{t V^{0,2}}{m^{0,4}}, \qquad (19)$$

можно в дальнейшем при изучении различных режимов соударения рассматриваемых тел пользоваться зависимостью (18). Тогда силу, действующую на механизм навески при ударе сошника о неподвижное препятствие, можно определить на основании выражений (14) и (18) по формуле

$$P_n = \left[2V^{1,2} \cdot I \cdot m^{-0,4} \cdot K_0^{-1} \cdot l_n^{-1} \sin \varepsilon + \right.$$
$$\left. + G \cdot l_G + M_{зн} \right] / \left[l_n \cos \varepsilon \cdot \cos^{-1} \times \right.$$
$$\left. \times \alpha_0 \sin(\alpha_0 + \varepsilon) \right]. \qquad (20)$$

Помимо инерционных сил, при угловом перемещении поводка со стороны упругого элемента механизма навески возникает приращение заглубляющей силы (см. рис. 2):

$$\Delta R_2 = K_2 \Delta \varepsilon + C_2 \dot{\varepsilon} =$$
$$= K_2 \cdot \frac{Vt}{2l_n} \sin \varepsilon + C_2 \cdot \frac{V}{2l_n} \sin \varepsilon, \qquad (21)$$

где R_2 – заглубляющая сила, Н; K_2 – коэффициент жесткости механизма навески, Н/рад; C_2 – приведенный коэффициент демпфирования навески сошников, Н·с/рад.

Расчеты показывают, что величина упругой составляющей усилия ΔR_2 близка к нулю. При наибольшем значении C_2 = 200 Н·с/рад [8] в момент удара сошника о камень величина усилия ΔR_2 не превышает 10 % от силы, направленной вдоль поводка. Таким образом, влиянием коэффициента жесткости механизма навески K_2 можно пренебречь, а повышение коэффициента демпфирования C_2 несколько увеличивает силу удара сошника о камень. Из формулы (20) видно, что с увеличением поступательной скорости сеялки и массы сошника, а также с уменьшением длины поводка и угла контакта α_0 ударные усилия возрастают.

Нами экспериментально было установлено, что время взаимодействия сошника с неподвижным камнем равно 0,007…0,008 с, что подтверждается также результатами и других исследований [9–12]. Данные теоретического расчета и результаты экспериментальных исследований замера действующих сил приведены на рис. 3.

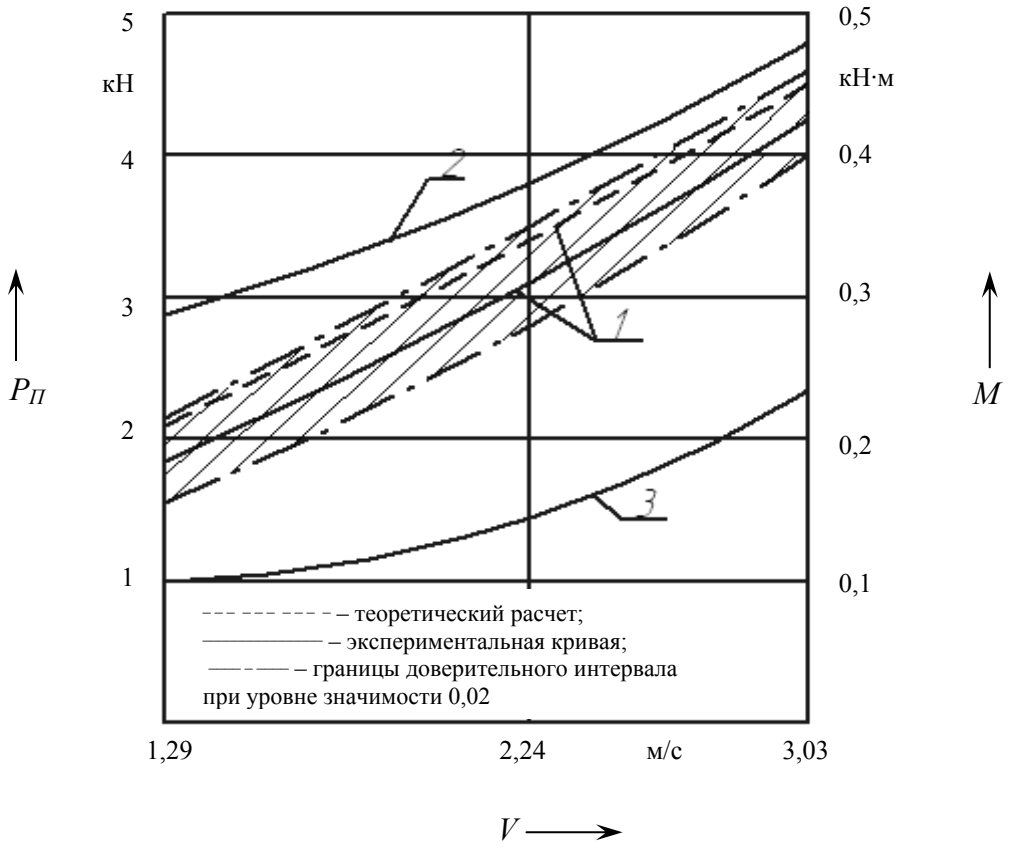

Рис. 3. Зависимость величины максимальных усилий, имеющих место при работе сеялки на почвах, засоренных камнями, от скорости движения: 1 – продольное усилие; 2 – изгибающий момент; 3 – скручивающий момент

Заключение

Полученные теоретические и экспериментальные результаты исследования силового взаимодействия рабочих органов сельскохозяйственных машин с камнями позволяют оценить факторы, которые влияют на силы, действующие на рабочие органы при ударе о камни.

Данные исследований могут быть использованы при проектировании новой сельскохозяйственной техники, в частности, рабочих органов посевных и почвообрабатывающих машин.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Агейчик, В. А.** Закономерности распределения камней в почве / В. А. Агейчик // Техника и технологии : инновации и качество : материалы междунар. науч.-практ. конф. – Барановичи : БарГУ, 2007. – С. 379–382.

2. **Севернев, М. М.** Научные основы работоспособности сельскохозяйственных машин : автореф. дис. … д-ра техн. наук. – Минск, 1964. – 34 с.

3. **Севернев, М. М.** Износ деталей сельскохозяйственных машин / М. М. Севернев. – Л. : Колос, 1972. – 312 с.

4. **Гиммельфарб, В. Н.** Динамика предохранительного механизма глубокорыхлящей лапы почвенного агрегата / В. Н. Гиммельфарб, В. М. Кудрявцев // Механизация и электрификация сельского хозяйства : науч. тр. – Минск, 1975. – Вып.19. – С. 54–58.

5. **Александрян, В. В.** Расчет на прочность рабочих органов почвообрабатывающих машин с учетом свойств почвообрабатываемой среды / В. В. Александрян, Р. С. Минасян // Комплексная механизация освоения каменистых земель: тез. докл. I науч.-мех. конф. – Ереван : Арм НИИМЭСХ, 1969. – С. 17–25.

6. **Александрян, В. В.** Динамическая прочность рабочих органов почвообрабатывающих машин при изгибе в плоскости, перпендикулярной к направлению движения / В. В. Александрян, Р. С. Минасян // Комплексная механизация освоения каменистых земель : тез. докл. I науч.-техн. конф. – Ереван : Арм НИИМЭСХ, 1969. – С. 32–38.

7. **Гольдсмит, В.** Удар / В. Гольдсмит. – М. : Изд-во литературы по строительству, 1965. – 461 с.

8. **Севернев, М. М.** К вопросу динамики механизма навески и заглубления сошников зерновой сеялки / М. М. Севернев, В. А. Агейчик // Механизация и электрификация сельского хозяйства : науч. тр. – Минск, 1978. – Вып. XV. – С. 3–14.

9. Теория удара в строительстве и машиностроении / В. Н. Тарасов [и др.]. – Красноярск : Изд-во Ассоциации строительных вузов, 2006. – 336 с.

10. **Власенков, В. М.** Удар: теория и практика / В. М. Власенков, С. И. Феоктистов. – Владивосток : Изд-во Дальневосточ. ун-та, 1987. – 156 с.

11. **Астафьев, В. Д.** О теоретическом определении продолжительности соударения элементов ударных механизмов / В. Д. Астафьев. – М. : Москов. горный ин-т, 1965. – 19 с.

12. **Харрис, С. М.** Справочник по ударным нагрузкам / С. М. Харрис, Ч. П. Крид. – Л. : Судостроение, 1980. – 359 с.

Белорусский государственный аграрный технический университет
Белорусский государственный университет информатики и радиоэлектроники
Материал поступил 27.01.2009

V. A. Aheichyk, N. N. Romaniuk,
A. L. Volski, M. V. Aheichyk
Research of force interaction of operative parts of agricultural machinery with stones

The paper considers the problem of force interaction of operative parts of agricultural machinery with stones. The problem can be solved by examination of frontal impact with a stone using the joint hinges of plows of grain seeding machines as the example. The experiments have revealed a connection between longitudinal stress and bending and twisting moments influencing their quantity. The obtained results may be used in projecting new machinery.

УДК 629.114.2

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

ПУТИ СОЗДАНИЯ КОМПЬЮТЕРНЫХ СРЕДСТВ ДИАГНОСТИКИ ТРАНСМИССИЙ ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН

В статье рассматриваются общие подходы к созданию, структура бортовых компьютерных систем диагностики транспортных средств. Приведены требования стандарта OBD-II, которые необходимо учитывать при создании современных компьютерных средств диагностирования. Предложен импульсный способ диагностирования зубчатых элементов трансмиссии по параметрам суммарного углового зазора и кинематической неравномерности вращения выходного вала, а фрикционных – по наличию буксования при передаче максимальных моментов и по работе буксования при переключении ступеней. Описаны алгоритмы их реализации.

Высокая надежность современной автомобильной техники привела к сокращению числа простых дефектов, легко выявляемых ремонтниками на станциях техобслуживания. Если же наблюдается неисправность, то можно указать много вероятных ее причин. Это усложняет проблему диагностики современных автомобилей. Современные подходы в области определения технического состояния транспортных средств заключаются в создании средств оперативного и нормативного диагностирования на основе электронной и компьютерной техники, позволяющих одновременно отслеживать множество параметров, имеющих разную физическую природу, и информировать о величине параметра или сигнализировать о выходе параметра за допустимые пределы. Это создало потребность в новых методиках диагностирования, новом диагностическом оборудовании, значительном объеме сервисной информации. Для удовлетворения этих потребностей разрабатываются новые диагностические средства – бортовые, устанавливаемые на машине и являющиеся частью электронных блоков управления (ЭБУ), и небортовые – внешние средства диагностирования.

Бортовые средства диагностирования – это программное обеспечение ЭБУ, которое позволяет индицировать неисправности соответствующими кодами и содержит процедуры, которые записывают в память регистратора кодов неисправностей. В памяти компьютера сохраняются как коды постоянных (текущих) неисправностей, так и тех, которые были обнаружены ЭБУ, но в данный момент не проявляются – это непостоянные (однократные, исторические) коды. Если при возникновении какой-либо неисправности в регистратор записывается строго однозначный код, возникающий под прямым непосредственным воздействием конкретной неисправности и присущий только ей, то такой код является кодом неисправности. Но некоторые неисправности воздействуют на систему диагностики не прямо, а опосредованно, через изменения параметров в ЭБУ. Такие неисправности не имеют своего прямого кода для фиксации в регистраторе, но, как и любые другие неисправности, вызывают нарушение штатного режима работы контролируемой системы. Как следствие, в регистратор неисправностей записывается код сбоя в системе, который называется кодом ошибки. Как правило, код ошибки указывает на несколько возможных неисправностей и в разных подсистемах.

Для доступа к информации, находящейся в ЭБУ, разработаны диагностические тестеры или сканеры, подключаемые через специальный разъем, имеющийся на машине, к конкретному ЭБУ. Контролируемые параметры и коды неисправностей считываются скане-

рами с ЭБУ и интерпретируются специалистами сервиса.

Современные автомобильные микропроцессорные системы управления также обладают некоторыми диагностическими возможностями, которые реализуются во время, когда микропроцессор компьютера не полностью загружен выполнением основных управляющих функций (т. е. в так называемом фоновом режиме). Во время обычной эксплуатации автомобиля бортовой компьютер периодически тестирует электрические и электронные системы и их компоненты. При обнаружении неисправности контроллер компьютера переходит в аварийный режим работы, подставляя подходящее значение параметра вместо того, которое дает неисправный блок, и будет использовать это значение при реализации управляющих алгоритмов, чтобы автомобиль оставался на ходу. Резервное значение будет записано в память ЭБУ как аварийное. Водитель информируется о неисправности с помощью контрольной лампы CHECK ENGINE (проверить двигатель) или светодиода, расположенных на панели приборов. Микропроцессор ЭБУ заносит специфический код неисправности в память, способную сохранять информацию при отключении питания ЭБУ. Это обеспечивается подключением микросхем памяти отдельным кабелем к аккумуляторной батарее или применением малогабаритных подзаряжаемых аккумуляторов, размещенных на печатной плате ЭБУ.

Коды ошибок и коды неисправностей разделяют на активные (hard code) и исторические (historic, soft codes). Код, соответствующий постоянной неисправности, т. е. проявляющейся постоянно, пока ее не устранят, является активным кодом. Если стереть из памяти ЭБУ все коды ошибок, активные коды восстановятся, так как постоянная неисправность по-прежнему существует и вновь определится компьютером. Непостоянные (нерегулярные) неисправности проявляются при определенных условиях (скорость автомобиля, температура двигателя, расход топлива и т. д.) и не существуют постоянно. После стирания всех кодов из памяти ЭБУ такие коды ошибок могут и не восстановиться, так как неисправность в данное время не проявляется. Коды непостоянных неисправностей называют историческими. Они запоминаются в ЭБУ на некоторое число циклов «запуск–останов двигателя» (обычно 10–60) и при неповторении за данное время стираются.

Лампа CHECK ENGINE на приборном щитке включается автоматически при любом обнаруженном коде неисправности. После появления неисправности, о чем свидетельствует наличие соответствующего кода, электромеханик-оператор должен следовать специальным процедурам локализации неисправности. Эти процедуры обычно оформляются в виде алгоритмов и называются картами поиска неисправностей.

При неисправности датчика в компьютер может посылаться неверная информация, и пока неверный сигнал с датчика будет в пределах нормы, никаких кодов ошибок в память ЭБУ не запишется и аварийная ситуация никак не обозначится. Если управляющие алгоритмы реализуются с использованием неверной информации датчика, то это приведет к ухудшению ездовых характеристик автомобиля. Поэтому в современных ЭБУ осуществляется проверка на рациональность и правильное функционирование, которая заключается в том, что текущие значения сигналов со всех датчиков постоянно проверяются на взаимно-однозначное соответствие со штатными сигналами для данного режима работы двигателя. Штатные значения сигналов хранятся в постоянной памяти микропроцессора ЭБУ.

Толчком к развитию бортовых систем диагностирования стало принятие в 1989 г. в США автомобильного экологического стандарта OBD–I, обязывающего иметь бортовую систему диагностики неисправностей, ведущих к

увеличению загрязнения окружающей среды, а в 1996 г. – стандарта OBD–II. Стандарт предусматривает унификацию процессов, стандартный диагностический разъем, стандартный протокол обмена данными между сканером и автомобильной бортовой системой диагностики, стандартный список кодов неисправностей, сохранение в памяти ЭБУ кадра значений параметров при появлении кода ошибки (замороженный кадр), мониторинг бортовыми диагностическими средствами компонентов, отказ которых может привести к увеличению токсичных выбросов в окружающую среду, доступ как специализированных, так и универсальных сканеров к кодам ошибок, параметрам, «замороженным» кадрам, тестирующим процедурам и т. д. Обмен информацией между сканером и автомобилем производится согласно международному стандарту ISO 9141 и стандарту SAE J1850. Стандарты устанавливают список кодов ошибок и рекомендуемую практику программных режимов работы для сканера.

Программное обеспечение ЭБУ современного автомобиля многоуровневое. Первый уровень – программное обеспечение функций управления, например реализация впрыска топлива. Второй уровень – программное обеспечение функций электронного резервирования основных сигналов управления при отказе управляющих систем. Третий уровень – бортовая самодиагностика и регистрация неисправностей в основных электрических и электронных узлах и блоках автомобиля. Четвертый уровень – мониторинг, т. е. диагностика и самотестирование в тех системах, неисправность в работе которых может привести к увеличению выбросов автомобильных токсикогенов в окружающую среду.

Тестирование систем может осуществляться во время поездки только один раз, т. е. во время цикла «ключ зажигания включен – двигатель работает – ключ выключен» при выполнении определенных условий. Критерием начала тестирования могут быть время после запуска двигателя, обороты двигателя, скорость автомобиля, положение дроссельной заслонки и т. д. Тесты разделяют по уровням. Вначале выполняются тесты первого уровня, затем – последующих уровней. Иногда одни и те же датчики и компоненты должны быть использованы разными тестами – это конфликтующие тесты. Управляющая программа не допускает проведения двух тестов одновременно, задерживая очередной тест до конца выполнения предыдущего.

Управляющая программа осуществляет три вида тестов:

1) пассивный тест, когда выполняется простое наблюдение (мониторинг) за значениями параметров системы;

2) активный тест реализуется вслед за пассивным, когда система не проходит пассивный тест. При этом осуществляется подача тест-сигнала и регистрация реакции системы на него. Тест-сигнал должен оказывать минимальное воздействие на текущую работу исследуемой системы;

3) совмещенный тест. Если активный и пассивный тесты не проходят, то выполняется тест, во время которого режимы двигателя и его подсистем меняются.

Результаты выполнения тестов кодируются. Коды ошибок обнаруженной неисправности записываются в память ЭБУ и зажигается лампа MIL, если неисправность подтверждается в двух поездках подряд.

В соответствии со стандартом OBD–II коды ошибок алфавитно-цифровые, содержат пять символов, например, P0113. Первый символ – буква, указывающая на систему, в которой произошла неисправность. Второй символ – цифра указывает, как определен код: с помощью SAE или производителем автомобиля. Остальные три цифры указывают на характер неисправности. В стандарте OBD–II используются четыре буквы для обозначения основных электронных систем автомобиля: B – для

корпусной электроники (body); C – для электроники на шасси (chassis); P – для электронных систем управления силовым агрегатом (power_train); U – тип системы не определен (undefined).

Второй символ (цифра) принимает значения 0, 1, 2, 3. Цифра 0 означает, что код ошибки введен с помощью SAE; цифра 1 указывает на то, что код введен производителем; цифры 2 и 3 зарезервированы для последующего использования за SAE. Третий символ (цифры от 0 до 9) указывает на подсистему, где произошла неисправность. Например: 1, 2 – системы подачи топлива и охлаждения; 3 – система зажигания; 4 – система контроля за токсичными выбросами; 5 – система контроля оборотов двигателя; 6 – ЭБУ; 7, 8 – трансмиссия; 9, 0 – зарезервировано за SAE.

Последние две цифры в коде ошибки указывают на конкретную причину неисправности. Коды неисправностей различных датчиков, исполнительных механизмов, электронных и электрических цепей организованы в блоки по значениям левой цифры из двух. Правая цифра в блоке соответствует более специфической информации. Например, низкое или высокое напряжение, сигнал вне допустимого диапазона значений и т. д. [1].

Главным критерием выбора метода диагностирования и оборудования являются затраты на диагностирование и обоснованность выбора диагностических параметров изделия или системы. В классической технической диагностике постулируется несколько положений. Для того чтобы можно было использовать параметр выходного процесса в качестве диагностического, он должен быть однозначным, информативным и технологичным.

При решении задачи выбора диагностических параметров в сложных ситуациях сначала определяют возможный набор параметров. Традиционно для этого применяют построение так называемой структурно-следственной схемы механизма, представляющей собой граф-модель, увязывающую в единое целое основные элементы механизма, характеризующие их структурные параметры, перечень характерных неисправностей, подлежащих выявлению, и набор возможных для использования диагностических параметров.

В случае недостатка экспериментальных или экспертных данных можно использовать метод математического моделирования объекта диагностирования. При этом используются результаты исследований с использованием математических моделей и полученных на их основе некоторых функциональных зависимостей.

Пользуясь вышеописанным подходом, составленным на основе инженерного изучения объекта диагностирования, применительно к определенному перечню структурных параметров и неисправностей устанавливают первоначальный перечень диагностических параметров и связи между теми и другими. Затем осуществляется отбор из выявленной исходной совокупности наиболее значимых и эффективных в использовании диагностических параметров. Для этого анализируют, в какой мере исследуемые параметры отвечают требованиям однозначности, информативности, технологичности.

Для измерения количественных значений диагностических параметров используются средства технического диагностирования (СТД). В их состав входят в различных комбинациях: устройства, задающие тестовый режим; датчики, воспринимающие диагностические параметры и преобразующие их в сигнал, удобный для обработки или непосредственного использования; измерительное устройство и устройство отображения результатов. Кроме того, СТД могут включать в себя автоматизированное логическое устройство, осуществляющее постановку диагноза.

Встроенные (бортовые) СТД содержат входящие в конструкцию автомобиля датчики, устройства измерения, микропроцессор и устройство отображения диагностической информации.

Они, как правило, интегрируются с бортовыми компьютерами и позволяют водителю постоянно контролировать состояние элементов привода и рабочих механизмов тормозной системы, расход топлива, токсичность отработавших газов в процессе работы и выбирать наиболее экономичные и безопасные режимы движения автомобиля или своевременно прекращать движение при возникновении аварийной ситуации. Наличие таких средств позволяет своевременно выявлять наступление предотказных состояний и назначать проведение предупредительных воздействий по фактическому состоянию.

Однако использование встроенных СТД на автомобилях массового выпуска ограничивается их надежностью и экономическими соображениями. В связи с этим на современных автомобилях получили распространение вместо встроенных СТД устанавливаемые (УСТД), которые отличаются от встроенных конструктивным исполнением средств обработки, хранения и выдачи информации, выполняемых в виде блока, который устанавливается на автомобиль периодически. Плановые и заявочные диагностирования автомобиля, проводящиеся относительно редко, позволяют иметь значительно меньшее количество УСТД по сравнению со встроенными, что экономически выгоднее.

УСТД изготавливаются на базе электронных элементов, поэтому эффективно используется ЭВМ для обработки получаемой диагностической информации о техническом состоянии автомобилей и ее дальнейшего использования для решения задач управления производством ТО и ремонта автомобилей.

При эксплуатации автомобилей наиболее распространено функциональное и тестовое диагностирование (рис. 1).

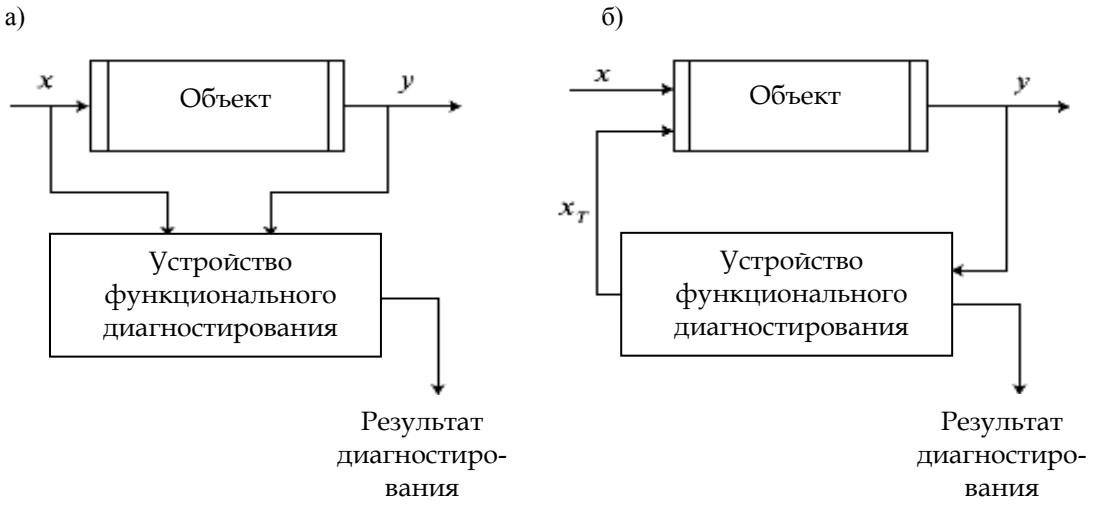

Рис. 1. Структурные схемы диагностирования: а – функциональное; б – тестовое

В первом случае состояние системы определяют по результатам текущего контроля за входными x и выходными y переменными. Во втором случае на систему подают специальные тестовые воздействия $x_т$. Функциональное диагностирование используют в основном для контроля за технологическими процессами, а для автоматических устройств контроля, управления и защиты применяют оба вида диагностирования.

Некоторые параметры процессов, вычислительные средства, программное обеспечение проверяют с помощью тестов. При тестовом контроле на вход проверяемого устройства подаются специ-

ально подобранные совокупности входных воздействий, позволяющие наиболее эффективно выявить неисправность (проверяющие тесты). Полученную на выходе реакцию сравнивают с эталонной. Если они совпадают, то устройство на момент контроля находится в работоспособном состоянии. В противном случае устройство неисправно и требует углубленного диагностирования для установления места, причины и вида неисправности.

Важнейшим этапом процесса диагностирования является постановка диагноза. В зависимости от задачи диагностирования и сложности объекта диагноз может различаться по глубине. Для общей оценки работоспособности агрегата, системы, автомобиля в целом применяется нормативное диагностирование, когда выходные параметры используются для постановки альтернативного диагноза «годен», «негоден». Для определения потребности в ремонтно-регулировочных операциях и объемах работ по восстановлению технического состояния транспортных средств требуется более глубокий диагноз, предполагающий локализацию конкретных неисправностей и оценку их влияния на безопасность эксплуатации. В этом случае применяют различные внешние средства, стационарные и переносные – специализированные устройства и стенды, точность, достоверность и трудоемкость получения результатов на которых существенно зависит от степени их автоматизации.

К внешним переносным средствам диагностирования относят приборы контроля состава отработавших газов, автосканеры, мультиметры, мотор-тестеры и другие приборы. В практике диагностирования применяют два способа. Первый способ – на объект диагностирования воздействуют имитатором сигналов датчиков исполнительных устройств в виде эталонных напряжений, токов или частот и фиксируют реакцию объекта в виде диагностического сигнала. В этом случае компьютерный диагностический комплекс через диагностический разъем по стандарту ISO 9141 подключают к электронной системе и с помощью программы контролируют все параметры с выводом информации на дисплей компьютера. На дисплей выводятся как мнемосхема или конфигурация системы, так и числовые данные, хранящиеся в памяти процессора, и переходные процессы в исполнительных механизмах, которые могут служить мерилом исправности системы. На экране дисплея можно проанализировать неисправности системы как имевшие место в процессе эксплуатации, так и выявленные в момент проверки. Второй способ – объект диагностирования выводят на заданный режим работы. С помощью датчиков средства диагностирования анализируют поступающие от объекта сигналы, характеризующие диагностические параметры, например, для системы зажигания – это процессы во вторичной цепи катушки зажигания, для генераторной установки – пульсации и форма выходного напряжения. Эти сигналы можно проанализировать визуально на экране осциллографа или дисплея в сравнении с эталонными, находящимися в памяти контроллера системы. В ряде случаев выдается прогноз технического состояния объекта и конкретные мероприятия с перечнем работ по устранению обнаруженных неисправностей.

Постановка диагноза в случае, когда приходится пользоваться одним диагностическим параметром, не вызывает особых методических трудностей. Она практически сводится к сравнению измеренной величины диагностического параметра с нормативом. Постановка диагноза, когда производится поиск неисправности у сложного механизма, системы и используются несколько диагностических параметров, значительно сложнее. Для решения задачи постановки диагноза в этом случае необходимо на основе данных о надежности объекта выявить связи между его наиболее вероятными неисправностями и используемыми диагностическими параметрами. В практике традиционного диагности-

рования автомобилей здесь часто применяют диагностические матрицы.

Для диагностирования трансмиссий микропроцессорных средств практически нет. Это связано со сложностью реализации микропроцессорными средствами существующих методов диагностирования элементов трансмиссии, их разнородности, необходимости создания тестовых режимов во время диагностики и т. д. Углубленное диагностирование трансмиссий осуществляется по параметрам технического состояния зубчатых зацеплений, подшипников, фрикционных элементов, синхронизаторов, элементов привода (для гидромеханических трансмиссий – еще и гидротрансформатора).

Анализируя параметры, по которым оценивается техническое состояние элементов трансмиссии, можно прийти к выводу, что все они так или иначе связаны с изменением относительного углового положения ведущего и ведомого валов трансмиссии. Следовательно, установив бесконтактные датчики углового положения валов на входе (опорный сигнал U1) и выходе трансмиссии (сигнал зубцовой частоты U2), можно приспособить ее для компьютерной диагностики (рис. 2).

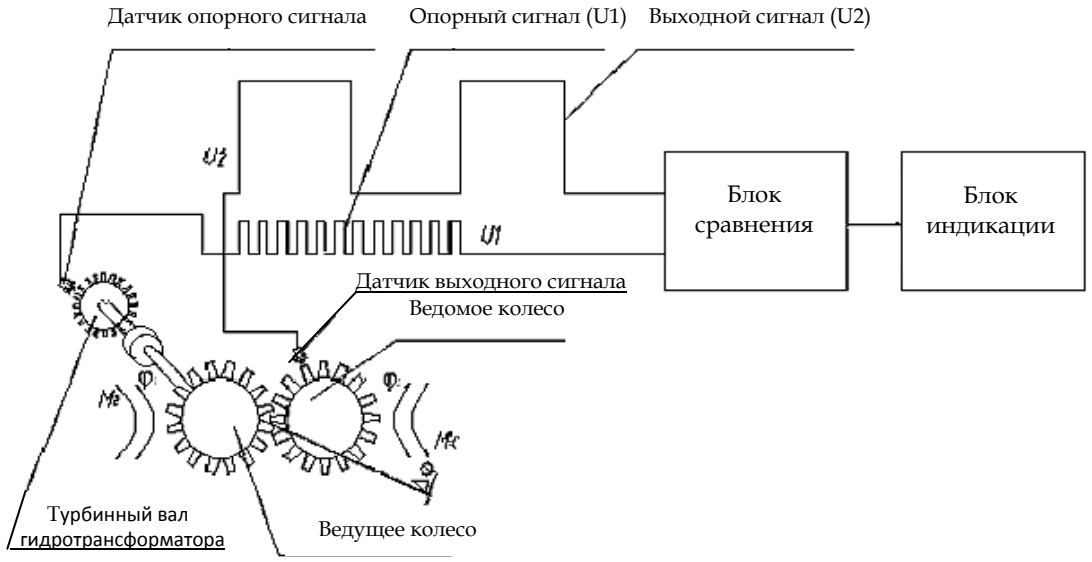

Рис. 2. Схема импульсного метода диагностирования трансмиссии

В этом случае алгоритм поиска единичных дефектов зубьев должен включать анализ шага зацепления на циклических составляющих зубцовой частоты шестерни ведомого вала относительно высокочастотного опорного сигнала, снимаемого с зубчатого венца шестерни, связанной с ведущим валом (рис. 3, а). Отклонение двух последовательных периодов зубцовой частоты T3 и T4 в количествах импульсов опорного сигнала N3 и N4 от других значений (T1, T2, T5) будет свидетельствовать о наличии единичного дефекта зуба одной из шестерен. При этом сумма опорных импульсов T3 и T4 будет равна сумме опорных импульсов на периодах T1 и T2, поскольку после прохождения единичного дефекта кинематическая связь восстанавливается. По периоду повторного появления дефекта можно установить принадлежность их тому или иному зубчатому колесу, поскольку период обращения у каждого зубчатого колеса свой [2].

Алгоритм определения суммарного углового зазора в трансмиссии, характеризующего боковой износ зубьев, предполагает анализ шага зацепления выходной шестерни при подаче на вход трансмиссии тестового воздействия, направленного на выбор углового зазора.

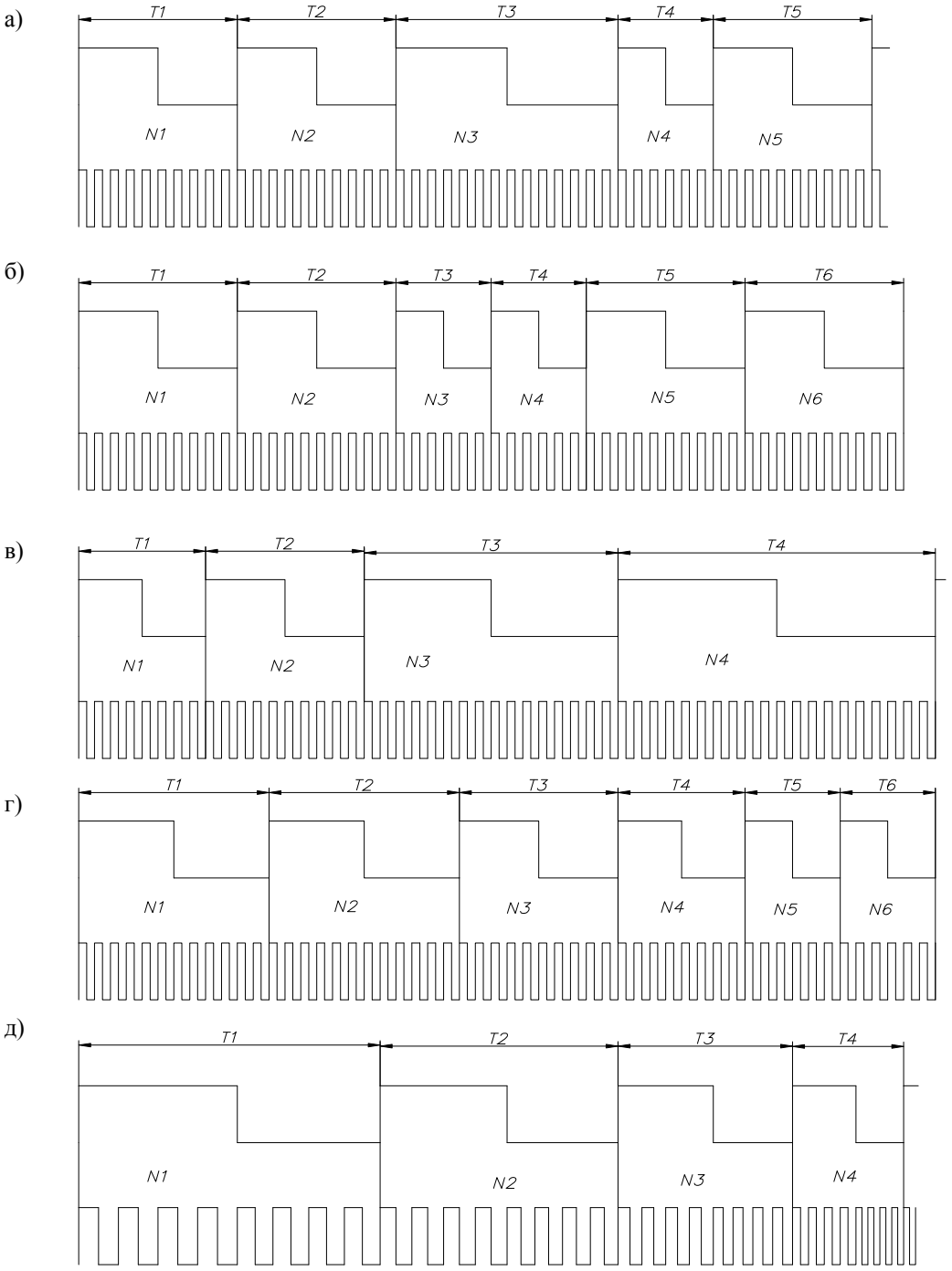

Рис. 3. Схемы распознавания дефектов при импульсном способе диагностирования элементов трансмиссии

Для механических трансмиссий это может быть стенд с беговыми барабанами, а для гидромеханической – торможение двигателем в процессе движения. При выборе суммарного углового зазора один или несколько периодов зубцовой частоты (рис. 3, б), например, T3 и T4 будут иметь меньшее число опорных импульсов (N3 и N4), чем остальные (N1, N2, N5, N6) соответственно на периодах T1, T2, T5, T6 [3]. Суммарный угловой зазор в этом случае определяется как от-

ношение суммы отклонений искаженного сигнала от установившегося значения к количеству опорных сигналов за один оборот выходной шестерни с числом зубьев Z:

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

Диагностирование состояния фрикционных элементов трансмиссии по буксованию при передаче максимальных вращающих моментов осуществляется по иному алгоритму. При превышении вращающего момента двигателя, создаваемого фрикционом, происходит буксование последнего. В этом случае в каждом последующем периоде зубцовой частоты (T1 < T2 < T3 < T4) количество опорных импульсов будет возрастать: N1 < N2 < < N3 < N4 (рис. 3, в).

Сравнивая количество импульсов опорного сигнала относительно установившегося значения, легко можно определить момент начала буксования фрикционных элементов. Буксование можно определять как в процессе функционирования автомобиля, так и подавая тестовое воздействие на трансмиссию в виде нагружения со стороны тормозной системы.

Импульсная система позволяет осуществлять диагностирование состояния фрикционных элементов трансмиссии по времени (или работе) буксования при переключении ступеней в коробке передач. Алгоритм диагностирования в этом случае поясняется графиками, отражающими переключение ступеней с низшей передачи на высшую (рис. 3, г). Периоды зубцовой частоты T1 и T2, соответствующие низшей передаче, имеют до момента начала переключения ступени одинаковое число опорных импульсов N1 = N2. После переключения устанавливается жесткая кинематическая связь, и число опорных импульсов в каждом последующем периоде T5 и T6 будет одинаковым, т. е. N5 = N6, при этом N5 = N2/U (U – передаточное число ступени). Сравнивая числа импульсов опорного сигнала в каждом последующем периоде по отношению к предыдущему, отсчитывается время буксования от момента, когда $N_{i+1} - N_i \neq 0$, до момента, когда периоды уравняются, т. е. $N_{i+1} - N_i = 0$.

Выбор в качестве диагностического параметра относительного углового перемещения ведущего и ведомого валов позволяет получить однозначный, информативный и технологичный сигнал, легкообрабатываемый компьютерными средствами. Он остается однозначным и на переходных режимах работы. На рис. 3, д показан график изменения диагностических сигналов в процессе разгона. Периоды зубцовой частоты при жесткой кинематической связи между ведущим и ведомым валами в этом случае изменяются (T1 > T2 > T3 > T4), а количество опорных импульсов в каждом периоде не меняется: N1 = N2 = N3 = N4.

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

Реализацию импульсного метода диагностирования зубчатых зацеплений трансмиссии можно проводить как для стационарных стендов, так и для устанавливаемых или бортовых систем диагностирования. Хотя в последнем случае в структуру программного обеспечения бортовой системы диагностики необходимо вводить особый режим тестирования трансмиссии (для специалистов сервиса) или непрерывно и одно-

временно в процессе движения отслеживать состояние элементов трансмиссии по алгоритмам, приведенным выше.

Представленный материал показывает возможность создания компьютерных систем диагностики основных элементов механических и гидромеханических трансмиссий. Анализ структуры, общих подходов, требований общеевропейских стандартов к системам диагностики позволяет создавать их на высоком техническом уровне, соответствующем мировому. Заложенные в них идеи защищены патентами Республики Беларусь. А потребность в использовании таких систем достаточно высока как на внутреннем рынке, так и за пределами Беларуси.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Максименко, А. Н.** Диагностика строительных, дорожных и подъемно-транспортных машин / А. Н. Максименко, Г. Л. Антипенко, Г. С. Лягушев. – СПб. : БХВ-Петербург, 2008. – 302 с.

2. **Пат. 6802 BY, C1 G 01 M 13/02.** Способ диагностирования зубчатых зацеплений механических передач / Г. Л. Антипенко [и др.] (РБ) ; заявитель и патентообладатель Белорус.-Рос. ун-т. – № a20020570 ; заявл. 02.07.02 ; опубл. 30.03.05. – 5 с. : ил.

3. **Пат. 9279 BY, C1 G 01M 13/02.** Способ диагностирования зубчатых зацеплений механических передач / Г. Л. Антипенко [и др.] (РБ) ; заявитель и патентообладатель Белорус.-Рос. ун-т. – № a 20040773 ; заявл. 02.07.02 ; опубл. 30.06.07. – 4 с. : ил.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 17.11.2008

G. L. Antipenko, V. A. Sudakova, M. G. Shambalova
Ways of creation of computer diagnostic devices of transmissions of transport vehicles

The creation history, common approaches and the structure of the board computer systems of vehicles diagnostics are considered in the paper. The requirements of OBD-II standard which are to be considered while developing one's computer diagnostic devices are given. The impulse way of diagnosing of toothed components of a transmission according to the parameters of a total angular pitch and kinematic irregularity of rotation of the output shaft is given in the article. The article presents the way of diagnosing friction elements on slipping presence at maximum torque transfer and operation of slipping. Algorithms of their realization are described in the paper.

УДК 629.113

Э. К. Гутиев, канд. техн. наук, Г. И. Мамити, д-р техн. наук,
С. Х. Плиев, канд. техн. наук, А. С. Мельников, канд. техн. наук

СПЕЦИАЛЬНЫЕ КОЛЕСНЫЕ МАШИНЫ ДЛЯ ОСВОЕНИЯ ГОРНЫХ ТЕРРИТОРИЙ

Предложена конструкция бортовой передачи, позволяющая существенно повысить проходимость колесной машины с шарнирно сочлененной рамой. Показаны возможности движения разработанной машины по косогору, продольному склону, преодоления различных препятствий, включая камни, высокие ступеньки, ямы, рвы и др. Машина может двигаться как в колесном, так и в шагающем режиме. Приведены расчетные схемы горного вездехода на поперечном склоне, в режиме шагания на плоскости, при движении по пересеченной местности.

Одним из существующих резервов увеличения площади сельхозугодий являются горные склоновые земли. Успешное освоение склонов невозможно без системы специально приспособленных для этого мобильных машин. Основой такой системы является горный трактор – мобильная энергетическая единица, позволяющая механизировать производственные процессы в горном земледелии.

В создании машин, конструкция которых разработана специально для горных условий, наметились два основных направления. Первое – это низкоклиренсные тракторы с широкой колеей, с четырьмя ведущими управляемыми колесами одинакового размера. Они обладают хорошей маневренностью, управляемостью, высокими тягово-динамическими качествами. Однако при работе на склоне остов такого трактора отклонен от вертикали, что вызывает ряд нежелательных явлений, принципиально неустранимых при таком варианте конструкции.

Более перспективны в этом отношении тракторы, автоматически сохраняющие вертикальность остова на склоне. Такие машины представляют собой второе направление развития горной мобильной техники. Но и у них есть недостатки, препятствующие их широкому распространению.

Из изложенного вытекает необходимость создания горного вездехода высокой проходимости, сочетающего в себе преимущества машин обоих вышеуказанных типов, но лишенного их недостатков [1].

Вместе с тем наименее затратным считаем придание существующим мобильным машинам новых свойств, улучшающих их эксплуатационные качества в горных условиях, путем адаптации к ним специальных бортовых систем с колесными движителями.

Создание подобного рода конструкций, позволяющих менять тип движителя (колесный на гусеничный), известно давно. В частности, полугусеничные автомобили широко использовались во время Второй мировой войны. Однако сложность ходовой части по сравнению с колесным приводом и недостаточная проходимость и маневренность по сравнению с чисто гусеничным приводом привели к прекращению их выпуска. Затем предпринимались неоднократные попытки оснастить четырьмя короткими гусеничными движителями серийные полноприводные автомобили. Некоторых успехов достигла фирма «Качберстон», в середине 60-х гг. разработавшая гусеничный комплект для автомобиля «Лэнд Ровер». Однако для установки комплекта требовалось 10 нормочасов, и в крупную серию конструкция не пошла. Позже, в середине 90-х гг., на рынок вышла фирма «Матрак», сумевшая создать серию легко устанавливаемых гусеничных систем прак-

тически для любой легкой полноприводной техники. Цена комплекта «Матрак» для отечественного автомобиля «Нива» – около 8000 долл. США [2].

Однако все эти приспособления предназначены для повышения проходимости мобильных машин в равнинных местностях.

Чтобы успешно работать в горных условиях, мобильная машина должна обладать рядом специфических качеств. Вместе с тем расширение возможностей оборачивается усложнением конструкции. Особые трудности вызывает совмещение всех необходимых качеств в одной машине. Поэтому задача конструкторов здесь заключается в разработке варианта, сочетающего в себе широкие функциональные возможности при относительной простоте конструкции [1].

Нами разработана конструктивная схема мобильной машины с бортовыми поворотными передачами, которая имеет восемь колес (по два на бортовую передачу). Она может сохранять вертикальность остова как на поперечном (рис. 1, а), так и на продольном склоне (рис. 1, б); преодолевать различные препятствия, например, типа «ступенька» (рис. 1, в), причем двигаться как в колесном, так и в шагающем режиме; конструкция может использоваться в качестве портальной машины (рис. 1, г); с опорой на все восемь колес тягово-сцепные качества конструкции приближаются к качествам гусеничных машин, в том числе и для преодоления с ходу различных ям и рвов (рис. 1, д).

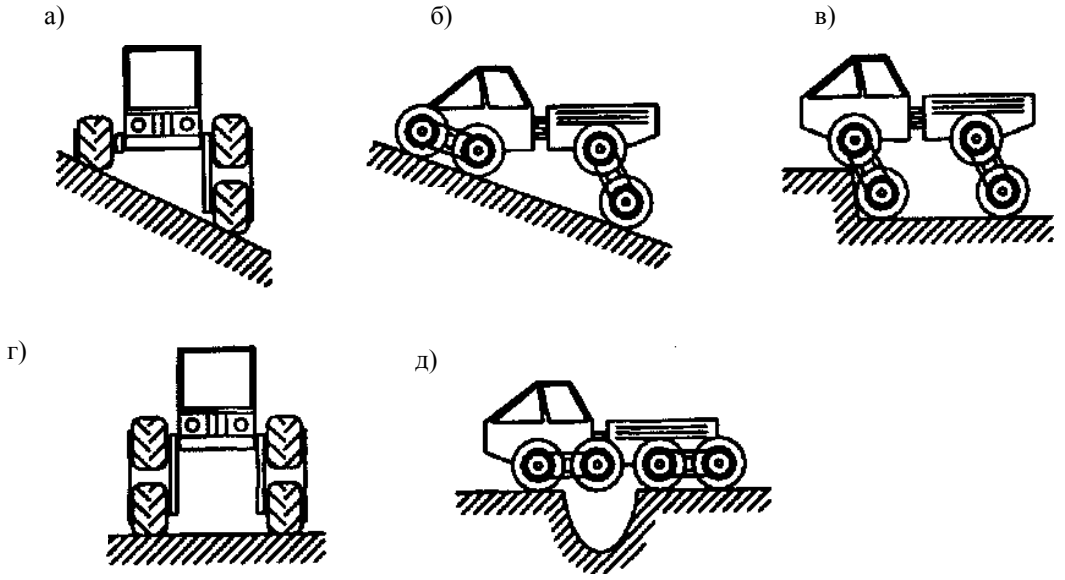

Рис. 1. Возможности движения мобильной машины с бортовыми поворотными передачами

Бортовой узел конструкции включает в себя цепную передачу (рис. 2). Одна из звездочек расположена на ведущем мосту, другая – на конце поворотного плеча бортовой передачи. В конструкцию бортовой передачи входят два колеса, расположенные соосно звездочкам цепной передачи и кинематически связанные с ними. При этом трансмиссия машины практически не усложняется, а ее функциональные возможности выходят на качественно новый уровень [1].

Для привода поворотного механизма использована червячная передача. В таком варианте плечо бортового узла может совершать полный оборот как в прямом, так и в обратном направ-

лении, причем неограниченное количество раз. Кроме того, свойства червячной передачи позволяют не только плавно перемещать колесо, но и фиксировать его при необходимости в любом положении. К тому же фиксация под нагрузкой червячным механизмом, в отличие от гидроцилиндра, обеспечивается сколь угодно долго и при выключенном двигателе, и при износе деталей передачи.

В свою очередь, привод червячной передачи осуществляется гидромотором (непосредственно или через редуктор). Использование гидромотора для вращения червяка позволяет эффективно управлять бортовым узлом, а в гидросистеме такой машины можно использовать существующие автоматы стабилизации остова.

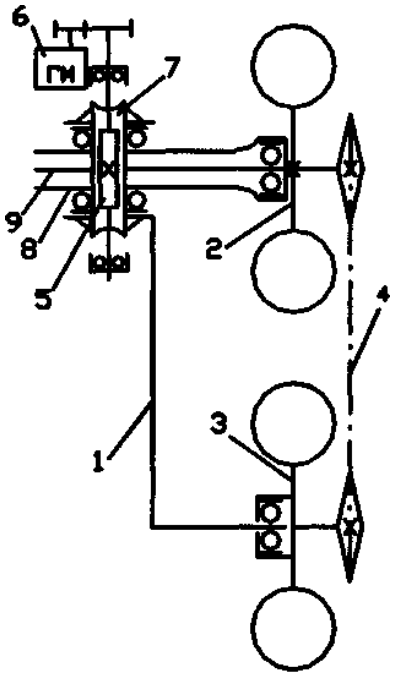

Рис. 2. Кинематическая схема разработанной бортовой поворотной передачи: 1 – поворотное плечо; 2, 3 – колеса; 4 – цепная передача; 5 – червяк; 6 – гидромотор; 7 – червячное колесо; 8 – кожух ведущего моста; 9 – полуось

По своим функциональным возможностям мобильная машина с бортовыми поворотными передачами является универсальным горным вездеходом. Представленная конструкция имеет еще одно преимущество. Как видно из рисунков, с бортового узла можно снять оба колеса с цепной передачей и установить вместо них гусеничную цепь со звездочками. Получится мобильная машина на гусеничном ходу. Таким образом, горный вездеход позволяет использовать на нем тот тип движителя, который лучше подходит к условиям эксплуатации в данный момент. Это качество делает машину еще более универсальной.

Горный вездеход с бортовыми поворотными передачами имеет ряд конструктивных особенностей, которые необходимо учитывать при проектировании. Шарнирно сочлененная рама и наличие четырех подвижных узлов обуславливают взаимозависимости геометрических параметров, которых нет у других машин. Авторами были исследованы эти взаимосвязи, что позволило выработать конкретные рекомендации для специалистов, занимающихся разработкой горных вездеходов с борто-

выми поворотными передачами [3].

Например, максимальный угол склона, на котором вездеход сохраняет вертикальность остова (рис. 3), зависит от соотношения ширины колеи мобильной машины B и длины плеча бортовой передачи l (расстояния между центрами ее колес). Зависимость при этом достаточно простая:

$$tg\alpha_{\max} = \frac{l}{B}.$$

Однако максимальный угол склона ограничивается еще и по условиям сцепления шин с опорной поверхностью:

$$tg\alpha_{\max} = \varphi_{СЦ}.$$

При проектировании необходимо объединить обе зависимости, чтобы обеспечить функциональность машины и избежать ее чрезмерной металлоемкости.

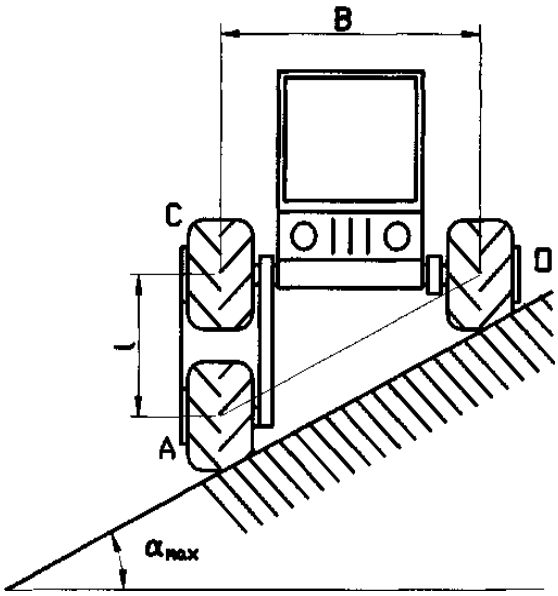

Рис. 3. Расчетная схема горного вездехода на поперечном склоне

Дело в том, что на значения угла $\alpha_{\max}$ можно влиять изменением длины плеча бортовой передачи. При этом чем больше значение, тем больше реактивный изгибающий момент, действующий на бортовой узел (передачу). При слишком большой длине плеча бортовой передачи детали будут излишне массивными, чтобы обеспечить необходимую прочность. Поэтому горный вездеход необходимо проектировать таким образом, чтобы он сохранял вертикальность остова только на склонах, доступных ему по условиям сцепления шин с опорной поверхностью.

Способность перемещать колеса относительно корпуса позволяет горному вездеходу использовать разнообразные способы движения. Так как в ряде случаев корпус машины поднимается над опорной поверхностью, то для сохранения ее устойчивости необходимо соответствующим образом подобрать параметры конструкции.

На рис. 4 изображен горный вездеход в режиме «шагания». На схеме обозначены: L – база мобильной машины; a и b – расстояния от центра масс до передней и задней осей соответственно; l – длина поворотного плеча бортовой передачи; G – сила тяжести; Z_1 и Z_2 –

вертикальные составляющие реакций опорной поверхности.

Очевидно, что для сохранения устойчивости необходимо соблюсти условие $a > 1$. В противном случае машина опрокинется. Соответственно для движения в обратном направлении – условие сохранения устойчивости $b > 1$. В общем случае для сохранения устойчивости вездехода с бортовыми поворотными передачами в режиме «шагания» определяющими факторами являются длина базы L, длина поворотного плеча l и координаты расположения центра масс машины. Для схемы на рис. 4 можно записать

$$L = 2l + \Delta L,$$

где ΔL – приращение длины базы, необходимое для обеспечения равновесия.

При этом обязательным условием является расположение центра масс машины внутри отрезка ΔL.

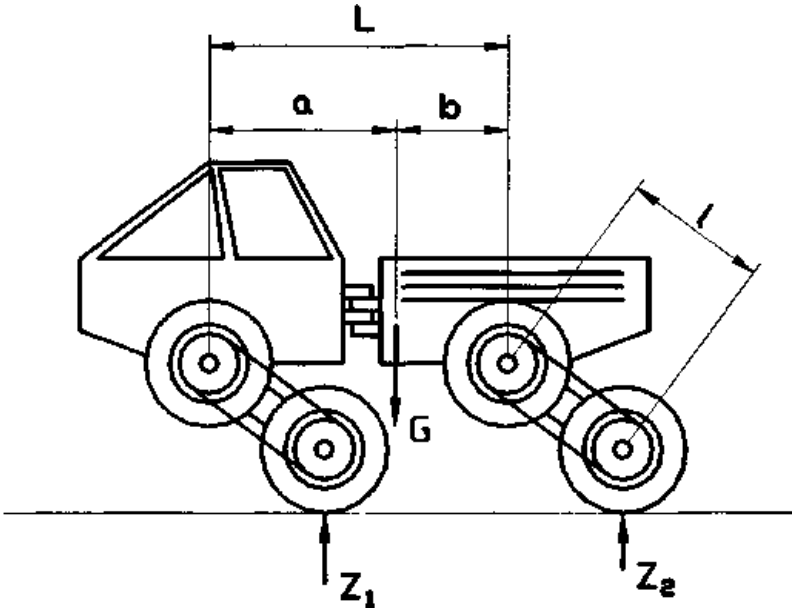

Рис. 4. Горный вездеход в режиме «шагания»

Для рассматриваемой конструкции вариантом, обеспечивающим лучшую устойчивость, является случай, когда центр масс находится строго посередине базы L, т. е. когда $a = b = L / 2$. Однако в реальных условиях добиться этого трудно. Компоновка машины и процесс ее эксплуатации приводят к смещению центра масс либо вперед, либо назад по ходу движения. Для компенсации этих отклонений необходимо увеличить расстояние ΔL. Конкретное значение этой величины определяется с учетом общей массы машины, ее компоновки, особенности условий, в которых она будет эксплуатироваться.

При движении горного вездехода по пересеченной местности для сохранения вертикального положения его остова плечи бортовых передач поворачиваются на определенные углы. Эти углы зависят от крутизны склона и ориентации на нем мобильной машины. Нами установлены существующие зависимости для указанных углов.

Сначала был рассмотрен частный случай – горный вездеход расположен строго поперек склона, а плечи верхних по склону бортовых передач горизонтальны (рис. 5).

Для наглядности отображения углов схема была максимально упрощена (рис. 6).

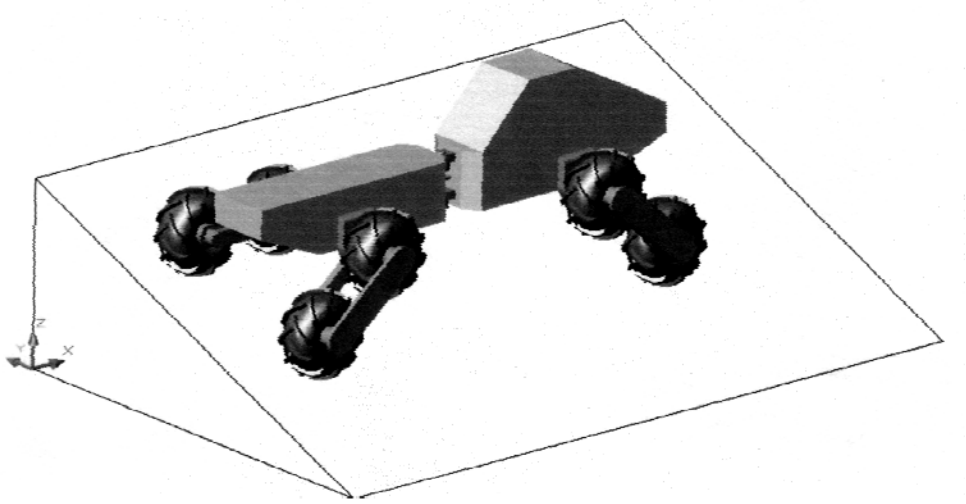

Рис. 5. Горный вездеход на поперечном склоне

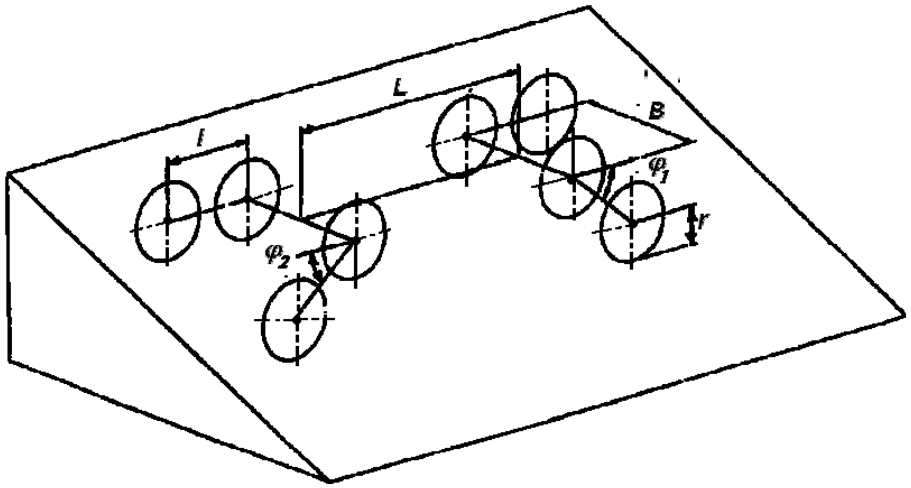

Рис. 6. Расчетная схема горного вездехода на поперечном склоне

Так как расположение полурам конструкции симметрично, а их соответствующие размеры одинаковы, то в данном случае достаточно рассмотреть одну из них. На рис. 7 показана полурама горного вездехода на склоне, поверхность которого условно показана плоскостью Q, составляющей с горизонтальной плоскостью b угол α. Путем несложных геометрических построений и математических преобразований можно определить угол φ_1, на который необходимо повернуть поворотное плечо нижней по склону бортовой передачи, чтобы остов вездехода сохранил вертикальность:

$$\varphi_1 = \arcsin\frac{Btg\alpha}{l}.$$

Угол φ_2 для верхней по склону бортовой передачи равен нулю, т. к. ее поворотное плечо (отрезок CD) расположено горизонтально.

В общем случае горный вездеход произвольно ориентирован на склоне крутизной α (рис. 8). Пусть угол между горизонтальными проекциями оси ведущего моста машины и направления склона составляет β. Тогда для определения углов поворота плеч бортовых

передач необходимо найти дополнительные углы α_1 и α_2. Для этого можно воспользоваться соответствующей схемой (рис. 9).

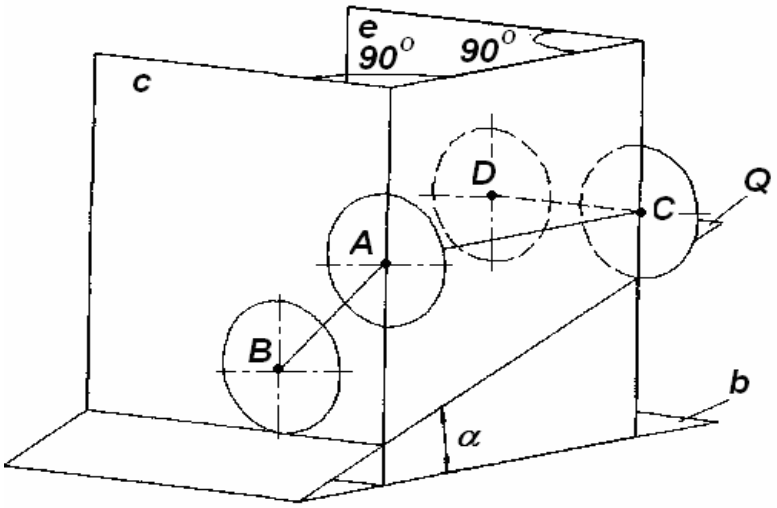

Рис. 7. Одна из полурам вездехода на поперечном склоне

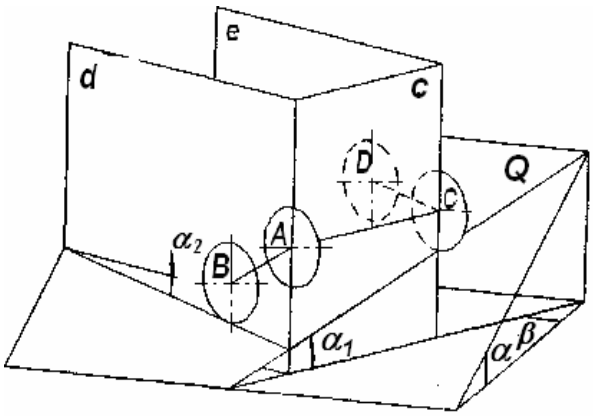

Рис. 8. Полурама горного вездехода

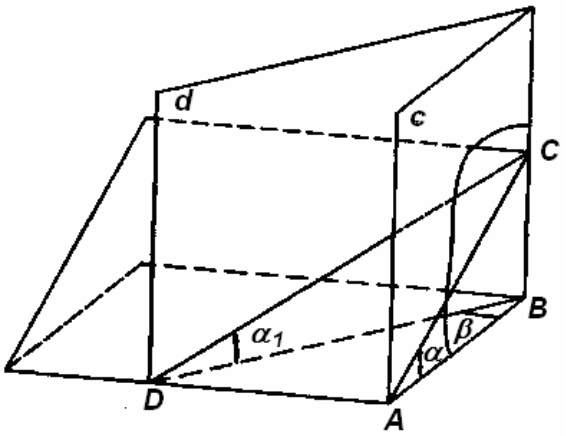

Рис. 9. Схема к определению углов на косогоре α_1 и α_2

Тогда

$$tg\alpha_1 = tg\alpha\cos\beta;$$

$$tg\alpha_2 = tg\alpha\cos\left(\beta - \frac{\pi}{2}\right) = tg\alpha\sin\beta.$$

Зная углы α_1 и α_2, можно определить углы φ_1 и φ_2:

$$\varphi_1 = \arcsin\left(\frac{B}{l}tg\alpha_1\cos\alpha_2\right) - \alpha_1;$$

$$\varphi_2 = \alpha_2.$$

В рассмотренных примерах полурамы конструкции были расположены вдоль одной прямой. Однако определение углов φ_1 и φ_2 для каждой из них отдельно позволяет свести более сложные

случаи, в том числе поворот горного вездехода на склоне, к рассмотренным выше простым вариантам.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Гутиев, Э. К.** Увеличение проходимости вездехода применением бортовой поворотной передачи : автореф. дис. … канд. техн. наук. – М. : 2005. – 17 с.

2. **Савилов**, **Е. В.** Гусеница вместо колеса / Е. В. Савилов // Журнал автомобильных инженеров. – 2006. – № 1. – С. 12–13.

3. **Мамити, Г. И.** Бортовая поворотная передача АТС с колесным шагающим движителем / Г. И. Мамити, Э. К. Гутиев // Автомобильная промышленность. – 2001. – № 9. – С. 18–19.

Горский государственный аграрный университет
Белорусско-Российский университет
Материал поступил 02.02.2009

**E. K.Gutiev, G. I. Mamiti,
S. H. Pliev, A. S. Melnikov**
Special wheeled machines for development mountain areas

Construction of a hub drive which allows substantially increase cross-country ability of wheeled vehicles with an articulated frame is given in the article. Possibilities of motion of the developed machine on a hillside, longitudinal slope, passing stones, high stages, pits and ditches are shown in the paper. The machine can move both in the wheeled and in stepping mode. The calculation charts of mountain cross – country vehicle on a transversal slope in the mode of stepping on a plane and motion on a cross – country are given in the article.

УДК 621.824

В. П. Иванов, д-р техн. наук, проф., Т. В. Вигерина

МЕХАНИЗМ РАЗРУШЕНИЯ ВАЛОВ С ПОКРЫТИЯМИ, РАБОТАЮЩИХ В УСЛОВИЯХ ЦИКЛИЧЕСКОГО НАГРУЖЕНИЯ

В работе приведены результаты фрактографических исследований изломов образцов, восстановленных различными наплавочными материалами электродуговой наплавкой в среде углекислого газа. Покрытия получены с помощью проволоки следующих марок: ПП-Нп-80Х20Р3Т, У7, 08Х13. Установлено, что очаговая усталостная трещина возникает в пограничной зоне между покрытием и подложкой. Выявлена и обоснована важная роль плавности перехода структуры покрытия и основы в обеспечении усталостной прочности. Максимальные значения усталостной прочности возникают при наплавке проволокой У7. Проволока не содержит легирующих элементов, поэтому при наплавке происходит выгорание углерода в большей степени, что приводит к снижению твердости покрытия, но при этом усталостная прочность валов выше, чем у валов с покрытиями из порошковой проволоки и проволоки 08Х13.

Введение

Развитие современного машиностроения тесно связано с решением задач прочности и пониманием процессов разрушения материалов под воздействием эксплутационных нагрузок. Широкое применение покрытий для восстановления деталей машин позволяет вернуть функциональные свойства поверхности и увеличить конструкционную прочность изделия. Предел прочности и вязкость неоднозначно изменяются при нанесении восстановительных покрытий или изменении химического состава наносимого сплава. Создание различных неравновесных структур в покрытии и переходной зоне повышает прочность, твердость, износостойкость, но снижает усталостную прочность.

В процессе наплавки в зонах, нагреваемых до температуры выше фазовых превращений и вследствие ускоренного охлаждения как в наплавленном металле, так и в околошовной зоне, протекают следующие процессы:

– выгорание легирующих элементов;

– возникновение внутренних остаточных напряжений;

– образование неравновесных структур, таких как перенасыщенные углеродом и легирующими элементами твердые растворы;

– увеличение размеров зерна (зона перегрева), которые оказывают неоднозначное влияние на эксплутационные свойства валов.

С одной стороны, неравновесные метастабильные структуры обеспечивают высокую твердость, прочность и износостойкость, с другой – неравновесность структуры поверхностных слоев, увеличенные размеры зерна, внутренние остаточные растягивающие напряжения снижают сопротивление ударным и циклическим нагрузкам.

Для валов с покрытиями наиболее актуальным вопросом является повышение сопротивляемости циклическим нагрузкам [1–3], хотя сам механизм в настоящее время для данных случаев остается малоизученным, поэтому его изучение является актуальной проблемой.

Среди физических методов изучения связи состава и структуры восстановленных деталей с его циклической прочностью особое место отводится исследованию поверхностей разрушения (изломов), поскольку излом наиболее четко отражает строение и свойства материала в локальном объеме, в котором протекает процесс разрушения. В ряде случаев эксплуатационных разрушений и повреждений только по излому можно сделать заключение о характере и причинах поломки и авариях. Поэтому осо-

бое место в данных исследованиях занимают фрактографические исследования.

Цель работы заключалась в исследовании механизма разрушения валов с покрытиями, работающих в условиях циклического нагружения с использованием фрактографических методов исследования.

Материалы и методика исследований

В качестве материала для изготовления образцов использовали сталь 45. Образцы изготавливались в соответствии с ГОСТ 25.502-79 (рис. 1).

Для нанесения покрытий использовали проволоки марок ПП-Нп-80Х20Р3Т, У7 и 08Х13. Химический состав наплавляемых проволок приведен в табл. 1.

Покрытия на образцы наносили с помощью электродуговой наплавки в среде диоксида углерода.

После наплавки проводили шлифование вала на круглошлифовальном станке модели 3А151 до шероховатости Ra = 0,16...0,32 мкм.

Рис. 1. Образец для проведения испытаний на усталостную прочность

Табл. 1. Химический состав наплавляемых проволок

Марка проволоки	Химический состав, масс. %							
	C	Si	Mn	Cr	Cu	Ni	B	Fe
ПП-Нп-80Х20Р3Т ГОСТ 26101-84	0,7–0,9	≤0,8	≤0,8	19–21	–	≤0,6	3–5	Основа
У7	0,65–0,74	0,17–0,33	0,17–0,33	0,2 max	0,25 max	0,25 max	–	Основа
08Х13	≤0,08	≤0,8	≤0,8	12–14	–	≤0,6	–	Основа

Усталостные испытания проводились на машине УКИ-10М. Разрушение образца приводило к остановке машины и счётчика, что позволяло определить количество циклов, предшествующих разрушению.

Фрактографические исследования проводились на разрушившихся образцах с покрытиями визуально и на микроскопе МПБ-2.

Обсуждение результатов исследования

Изломы представляют собой непосредственный результат нарушения сплошности материала и являются своеобразной фотографией истории разрушения. В [4] было отмечено, что при усталостном разрушении на изломе можно обнаружить две зоны: мелкозернистую, которая может принимать фарфоровидное строение, а иногда и блестящий шлифованный вид, и с волокнистым строением. Первая из них называется зоной усталостного разрушения, развивается постепенно. Скорость ее развития зависит от степени перегрузки. При значительной перегрузке первая зона быст-

ро переходит во вторую – зону статического разрушения. Вторая зона образуется быстро, в течение одного или нескольких циклов нагрузки. Также на поверхности усталостного разрушения можно наблюдать специфические полосы, названные следами фронта усталостной трещины [5]. Относительно причин образования усталостных полос на изломах существуют различные точки зрения. Полагали, что усталостные полосы образуются вследствие пауз в нагружении (периодов отдыха) при небольшом пластическом течении материала в устье трещины. Образование таких линий связывали также с влиянием пластической деформации в устье трещины при высоких нагрузках. Согласно другим представлениям усталостные линии образуются вследствие упрочнения дна трещины при работе детали при пониженных или повышенных напряжениях. При этом предполагается, что на пути продвижения трещины создается упрочненный слой металла, разрушение которого фиксируется усталостными линиями. Также выдвигалось предположение, что одной из причин образования усталостных линий является преодоление трещиной прочных препятствий.

Визуальное изучение изломов образцов не выявляет характерных усталостных линий, присущих, например, излому стали 20, Х18Н10Т после усталостного разрушения, так как испытания проводились при постоянном номинальном напряжении, без перегрузок и периодов отдыха. На изломах всех трех образцов зона усталостного разрушения превышает зону статического разрушения (рис. 2), что говорит об усталостном виде излома.

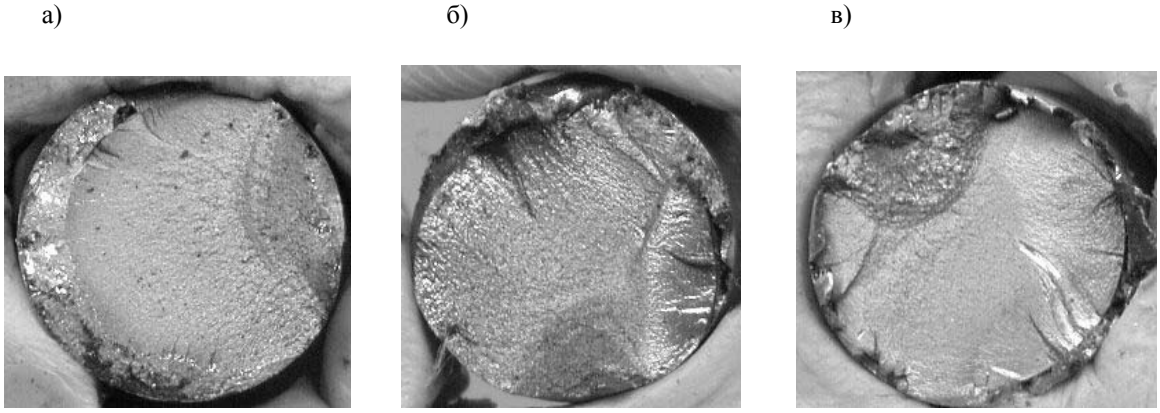

Рис. 2. Поверхность усталостного излома образца из стали 45, наплавленного проволокой: а – ПП-Нп-80Х20Р3Т; б – 08Х13; в – У7

Строение усталостных изломов зависит в основном от трех условий [4]:

– вид нагружения в процессе зарождения и развития усталостной трещины;

– сопротивление разрушению детали, определяемое ее геометрической формой, свойствами металла и состоянием поверхности;

– воздействие внешней среды.

Исследования проводились на образцах, восстановленных наплавкой в среде диоксида углерода проволоками с различным химическим составом. Вид нагружения для всех случаев был одинаков – консольный изгиб при кручении, в котором напряжения изменялись по симметричному циклу (коэффициент асимметрии $R\sigma = -1$). Воздействия внешней среды для всех случаев испытаний были постоянны. Следовательно, ос-

новным фактором, оказывающим влияние на строение излома, являлся химический состав материала наносимых покрытий.

В [4] на усталостном изломе авторы выделяют пять зон.

1. Фокус излома – микроскопическое место зарождения излома.

2. Очаг разрушения – макроскопическое место зарождения излома.

3. Участок избирательного развития трещины, занимающий обычно всю площадь зоны собственно усталостного разрушения.

4. Участок ускоренного развития трещины, образующийся перед окончательным разрушением детали.

5. Зона долома.

Полученные результаты исследований изломов образцов с покрытиями (см. рис. 2) показывают, что они имеют сходство с классическими усталостными изломами образцов без покрытия. Визуальное изучение образцов, полученных восстановлением материалов различного химического состава, позволяет сделать выводы о наличии в изломе образцов с покрытием следующих зон: очага разрушения; участка избирательного развития трещины; зоны долома.

Исследование микроструктуры изломов позволяет выделить четыре слоя с разными микроструктурами в сечении образца восстановленного наплавкой (рис. 3).

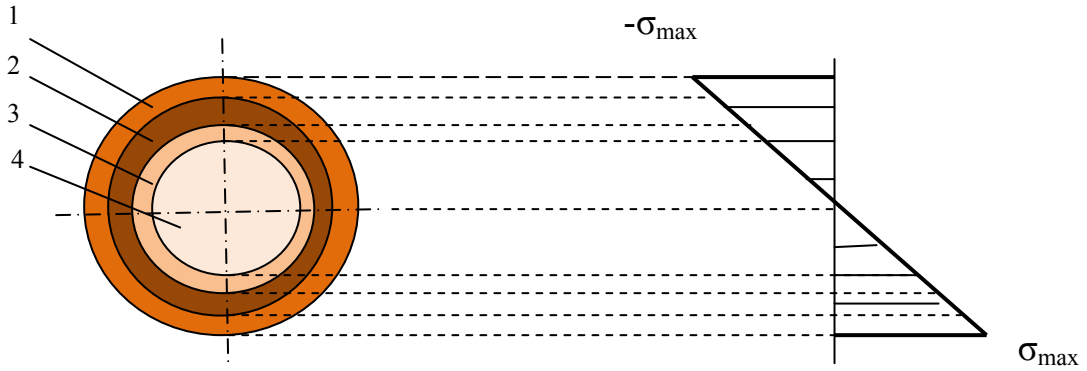

Рис. 3. Схема распределения основных зон в сечении восстановленного образца: 1 – основной металл; 2 – зона термического влияния; 3 – переходная зона; 4 – покрытие

Согласно известным теориям прочности напряжения в круглом сечении образца при симметричном цикле нагружения распределяются таким образом, что максимальные напряжения возникают на поверхности, а следовательно, усталостная прочность образцов будет зависеть от микроструктуры полученного слоя. Однако полученные экспериментальные данные (рис. 4) и анализ соответствующих им микроструктур свидетельствуют, что основное влияние на усталостную прочность оказывает переходная зона 2 (см. рис. 3). В работе под переходной зоной подразумевается зона активного перемешивания наплавляемого материала и основы.

В переходной зоне уровень напряжений от изгибающих моментов ниже, чем на поверхности образца, однако за счет ее строения возникает сильное влияние на усталостную прочность. Объяснить данное явление и эффект можно следующим характеристиками переходной зоны:

– резкий переход между разными по свойствам материалами;

– неблагоприятные растягивающие напряжения после наплавки;

– скопление большого количества дефектов кристаллической решетки [1].

Покрытия, полученные в результате наплавки, отличаются высокой твердостью и износостойкостью, но при этом они характеризуются повышенной хрупкостью, снижая усталостную прочность, т. к. сопротивление росту трещин у материала этих покрытий минимально. Основной металл в зоне термического влияния охрупчен, потому что покрытие получали дуговым методом со значительными тепловложениями [6].

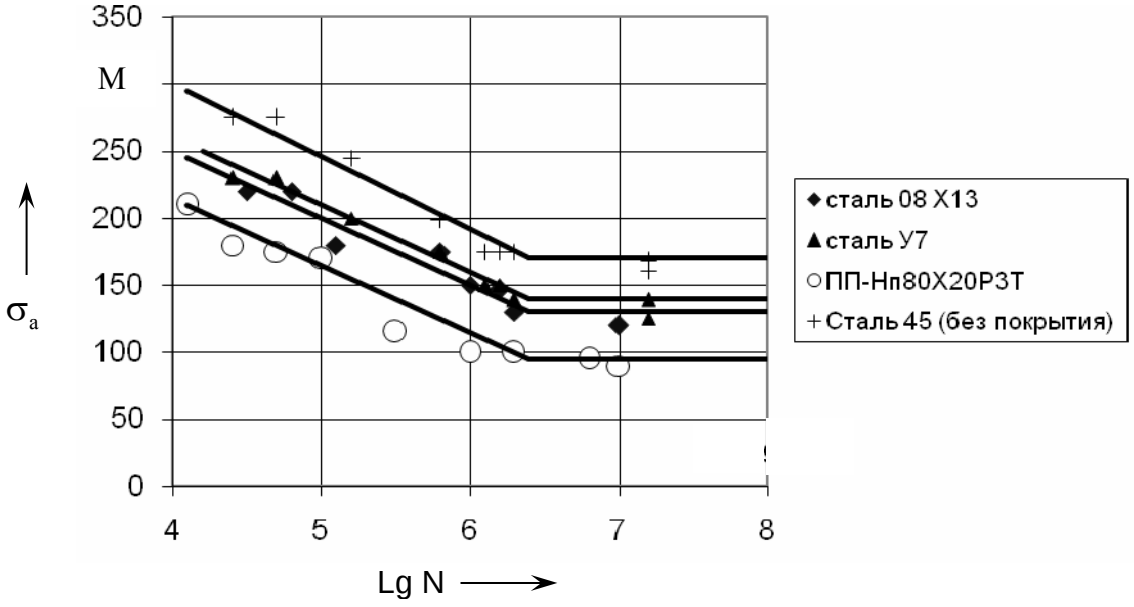

Рис. 4. Кривые усталости образцов с наплавленными покрытиями: 1 – сталь 08Х13 (◦); 2 – сталь У7 (Δ); 3 – ПП-Нп-80Х20Р3Т (◦)

Максимальные значения усталостной прочности получены при наплавке проволокой У7 (см. рис. 4). В нашем случае твердость наплавленного металла определяется содержанием углерода: чем выше содержание углерода, тем выше твердость. Проволока не содержит карбидообразующих легирующих элементов, поэтому при наплавке и при перемешивании с основой (сталь 45) происходит более интенсивное выгорание углерода, что приводит к снижению твердости материала покрытия, но при этом усталостная прочность образцов повышается.

Внешний вид излома вала восстановленного наплавкой проволоки У7 имеет мелкозернистую структуру (см. рис. 2, в) по сравнению с другими изломами образцов восстановленных наплавкой проволоками 08Х13 и ПП-Нп-80Х20Р3Т, что говорит о более высоких значениях предела выносливости и подтверждается полученными экспериментальными данными (см. рис. 4).

На рис. 5 приведены микроструктуры покрытий, полученных наплавкой различными марками проволоки. Как видно на рис. 5, в, микроструктура покрытия проволокой У7 однородна с микроструктурой основы, переход от основного металла к наплавленному визуально определяется лишь по размеру зерен. Проволока не содержит легирующих элементов и коэффициент термического расширения материала покрытия и основы практически одинаков, что снижает риск появления трещин и благоприятно сказывается на усталостной прочности.

По [7] процесс разрушения на стадии развития трещины состоит из следующих четырех этапов:

1) инкубационный, на котором скорость распространения трещины постепенно возрастает;

2) период торможения, характеризующийся замедлением роста трещины;

3) стационарный, когда скорость развития трещины постоянна;

4) ускоренный, иногда лавинообразный период роста трещины со всевозрастающей скоростью вплоть до полного разрушения.

а) б) в)

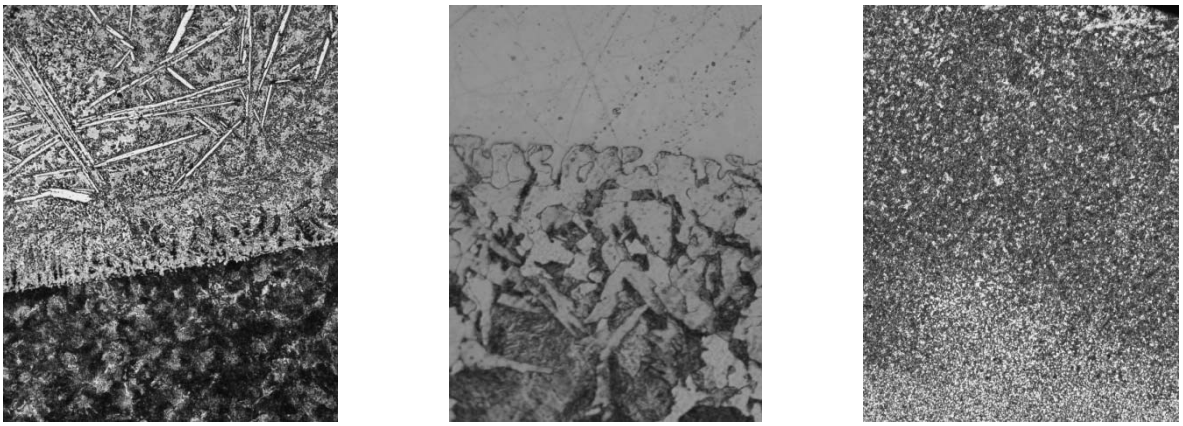

Рис. 5. Микроструктура материала вала, наплавленного проволокой: а – ПП-Нп-80Х20Р3Т (× 100); б – сталь 08Х13 (× 500); в – сталь У7 (× 100)

Усталостная трещина зарождается в переходной зоне и затем развивается вглубь образца или детали, образуя острый надрез. Дальнейшее распространение усталостных трещин продолжается до тех пор, пока сечение окажется столь малым, что действующие в нем напряжения превысят разрушающие, тогда происходит быстрое, лавинообразное, хрупкое разрушение (см. рис. 2). Можно сделать предположение о сходстве и между механизмами усталостного разрушения валов как с покрытием, так и без. Отличие заключается в том, что очаговая усталостная трещина возникает в пограничной зоне между покрытием и подложкой. Здесь напряжения от приложенной нагрузки достаточно велики, остаточные сжимающие напряжения, созданные при нанесения покрытия, равны нулю или меняют знак. Прочностные свойства переходной зоны ниже, чем у покрытия из-за дефектов подложки. Вероятно, строение, которое приобретает пограничная зона между покрытием и подложкой, оказывает решающее влияние на процесс начала роста магистральной усталостной трещины, что косвенно подтверждается получением максимальных значений усталостной прочности для валов наплавленных проволокой из стали У7 (см. рис. 4).

В этом случае наблюдается наименьший градиент изменения структуры от покрытия к материалу вала (рис. 5, а).

Минимальные значения предела усталостной прочности получены для валов, наплавленных порошковой проволокой ПП-Нп-80Х20Р3Т, в этом случае в переходной зоне градиент структурных изменений максимален (рис. 5, б).

Выводы

Установлено, что очаговая усталостная трещина возникает в пограничной зоне между покрытием и подложкой. Выявлена и обоснована важная роль плавности перехода структуры покрытия и основы в обеспечении усталостной прочности. Предложена гипотеза о влиянии строения переходной зоны в

восстановленных валах на усталостную прочность образцов.

При восстановлении валов наплавкой в среде диоксида углерода, работающих в условиях циклического нагружения, рекомендуется использовать материалы, содержащие малое количество легирующих элементов, при одинаковых режимах нанесения, так как они оказывают решающее влияние на формирование микроструктуры переходной зоны.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Завистовский, В. Э.** Механика разрушения и прочность материалов с покрытиями / В. Э. Завистовский. – Новополоцк : Полоц. гос. ун-т, 1999. – 144 с.

2. Восстановление деталей машин : справочник / Ф. И. Пантелеенко [и др.]. – М. : Машиностроение, 2003. – 672 с.

3. **Максимович, Г. Г.** Физико-химические процессы при плазменном напылении и разрушении материалов с покрытиями / Г. Г. Максимович, В. Ф. Шатинский, В. И. Копылов. – Киев : Наукова думка, 1983. – 264 с.

4. **Иванова, В. С.** Природа усталости металлов / В. С. Иванова. – М. : Металлургия, 1975. – 456 с.

5. **Гордеева, Т. А.** Анализ изломов при оценке надежности материалов / Т. А. Гордеева, И. П. Жегина. – М. : Машиностроение, 1978. – 200 с.

6. **Лившиц, Л. С.** Металловедение для сварщиков (сварка сталей) / Л. С. Лившиц. – М. : Машиностроение, 1979. – 179 с.

7. **Фридман, Я. Б.** Механические свойства металлов / Я. Б. Фридман. – М. : Оборонгиз, 1952. – 282 с.

Полоцкий государственный университет
Материал поступил 23.12.2008

V. P. Ivanov, T. V. Vigerina
Failure mechanism of plated shafts while functioning in cyclic loading conditions

The article presents the results of the fractographic research of fractures of samples restored with different surfacing materials by electric arc in carbon dioxide environment by Y7, ПП-Нп-80Х20Р3Т and 08Х13 wires. It has been stated that the fatigue crack appears in the border zone between the coat and the bottom layer. It has been found and stated that smooth transition of the cover and the base plays a very important role in fatigue resistance assurance. Maxima of fatigue resistance is observed while Y7 wire welding. The wire doesn't contain alloying elements that is why carbon burns at greater degree which leads to coating hardness reduction. The fatigue resistance of the shafts is higher than that of the shafts coated with flux cored wire and 08Х13 wire.

УДК 629.113

А. С. Мельников, канд. техн. наук, доц., И. С. Сазонов, д-р техн. наук, проф., В. А. Ким, д-р техн. наук, проф.

ВЛИЯНИЕ СРЕДНЕГО ДИАМЕТРА РЕЗЬБЫ НАЖИМНОГО УСТРОЙСТВА НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ДИСКОВОГО ТОРМОЗА МОТОЦИКЛА С МЕХАНИЧЕСКИМ ПРИВОДОМ

Рассмотрено влияние среднего диаметра резьбы на величину тормозного момента дискового тормоза с механическим приводом. Полученные зависимости позволяют производить выбор оптимальных параметров дискового тормоза. Рассмотрена взаимосвязь среднего диаметра резьбы и угла подъема резьбы нажимного устройства, установлено влияние среднего диаметра резьбы нажимного устройства на коэффициент полезного действия тормозного механизма.

Проведенные исследования влияния параметров винтовой передачи, используемой в качестве нажимного устройства дискового тормоза, на характеристики тормоза позволяют выбирать оптимальные значения данных параметров [1, 2].

Одним из главных параметров тормозного механизма является величина развиваемого им тормозного момента, в связи с этим рассматривалось влияние параметров винтовой передачи используемой в качестве нажимного устройства на величину тормозного момента.

Учитывая конструкцию тормоза и основываясь на полученной аналитической зависимости момента трения от различных параметров тормозного механизма, можно выделить две группы факторов, влияющих на величину и стабильность тормозного момента.

Под первой группой факторов подразумеваются параметры тормозного механизма, связанные с конструкцией тормозного диска, тормозных накладок и тормозной скобы. Ко второй группе факторов следует отнести параметры тормозного механизма, связанные непосредственно с винтовой передачей, используемой в качестве нажимного устройства.

Одним из важных параметров, определяющих характеристики как нажимного устройства, так и тормозного механизма в целом, является средний диаметр резьбы.

На рис. 1 представлено влияние величины среднего диаметра резьбы на момент трения тормоза. Исследование проводилось при трёх значениях угла подъёма резьбы: $\beta = 19°$; $\beta = 23°$; $\beta = 31°$.

Средний диаметр резьбы значительно влияет на такие параметры, как коэффициент полезного действия, нажимное усилие и др. (рис. 2).

Диапазон изменения среднего диаметра резьбы d составляет от 0,01 до 0,03 м, что соответствует конструктивным возможностям размещения нажимного устройства в общей структуре тормозного механизма и связано с изменением коэффициента полезного действия тормозного механизма.

С уменьшением величины угла подъёма резьбы наблюдается увеличение развиваемого тормозного момента при тех же значениях среднего диаметра резьбы. Так, например, для среднего диаметра резьбы $d = 18$ мм при величине угла подъёма резьбы $\beta = 16°$ развиваемый тормозной момент $M = 522$ Н·м. При величине угла подъёма резьбы $\beta = 23°$ развиваемый тормозной момент $M = 397$ Н·м. При величине угла подъёма резьбы $\beta = 31°$ развиваемый тормозной момент $M = 278$ Н·м.

Таким образом, при одновременном изменении величины среднего диаметра резьбы и величины угла подъёма резьбы можно значительно повысить развиваемый тормозной момент.

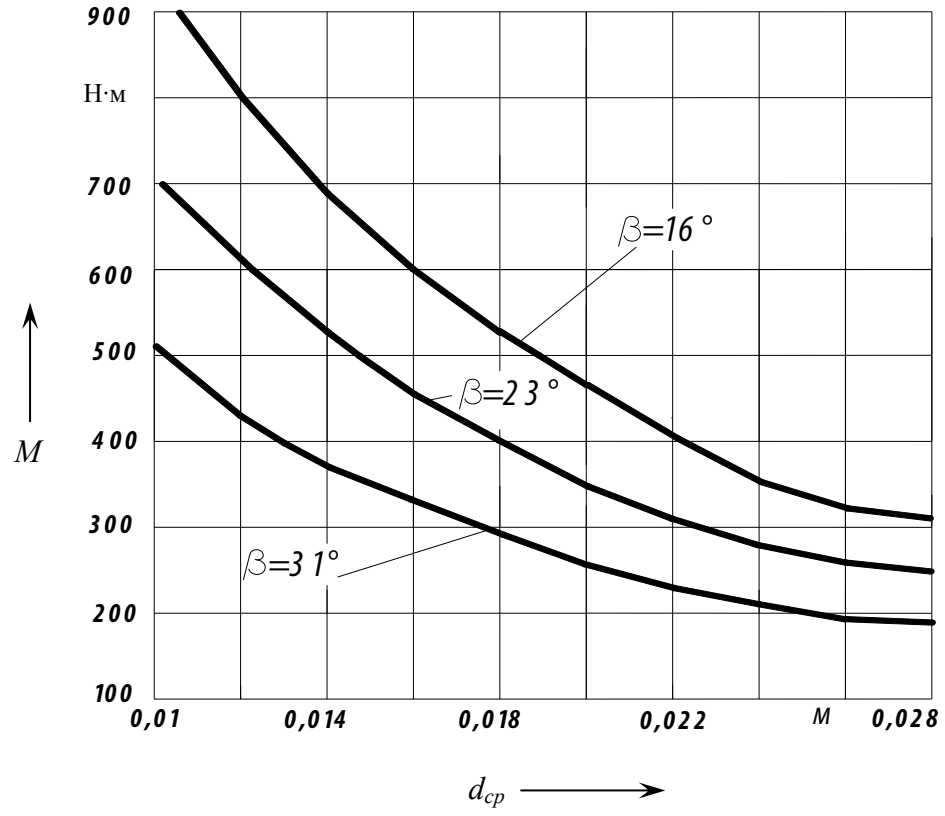

Рис. 1. Влияние величины среднего диаметра резьбы $d_{ср}$ на момент трения дискового тормоза M при различных углах подъема резьбы β

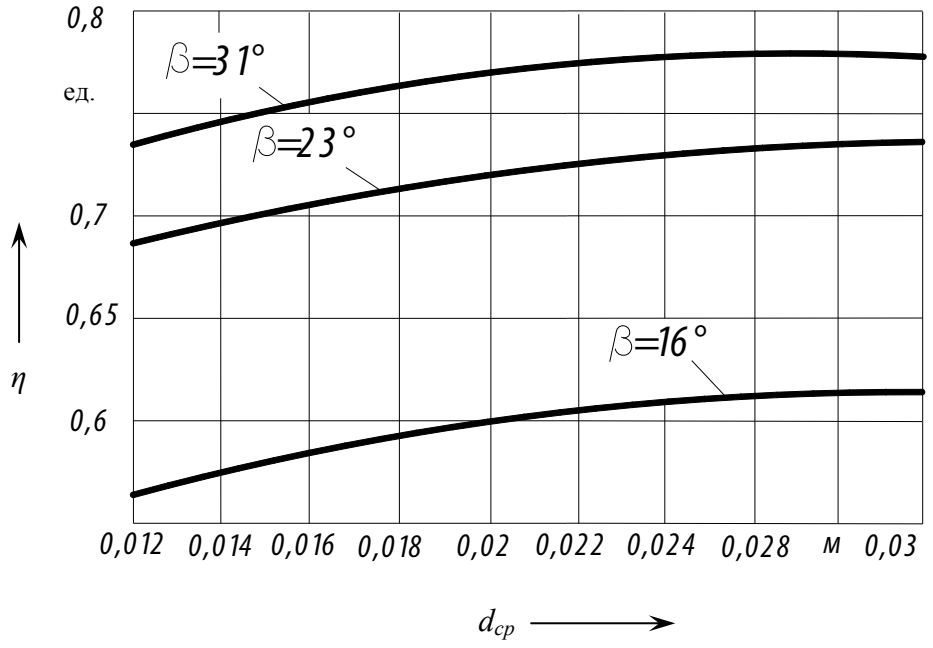

Рис. 2. Зависимость коэффициента полезного действия η от среднего диаметра резьбы $d_{ср}$ при различных значениях угла подъёма резьбы β

Так, для среднего диаметра резьбы d = 0,01 м и при величине угла подъёма резьбы β = 16° развиваемый тормозной момент M = 939 Н·м.

При этом необходимо учитывать, что величина среднего диаметра резьбы и величина угла подъёма резьбы взаимосвязаны известным выражением [2].

Угол наклона витков резьбы определяется в зависимости от назначения передачи и осевой силы, действующей на винт.

Передачи, у которых угол подъема винтовой линии меньше или равен углу трения $(\beta \le \varphi)$, называются самотормозящимися [1–3]. Они используются для преобразования вращательного движения в поступательное, т. к. при этом отпадает необходимость в тормозных устройствах. Для преобразования поступательного движения во вращательное необходимо применить винтовую передачу, у которой $\beta > \varphi$ (обычно $\beta \ge 2\varphi$). Чем меньше угол подъема винтовой линии, тем большую осевую силу Q можно создать при заданном окружном усилии P.

Угол подъема винтовой линии определяется по среднему диаметру d резьбы [1–3]:

$$\beta = arctgS \ / \pi d \ , \qquad (1)$$

где S – ход резьбы, $S = pn$ (p – шаг резьбы; n – число заходов резьбы); d – средний диаметр резьбы.

Число заходов резьбы выбирают в зависимости от назначения винтовой передачи. Однозаходную резьбу с небольшим углом подъема средней винтовой линии используют, если необходимо обеспечить самоторможение. Многозаходную (n = 2, 3, 4, 6, 8) резьбу применяют для обеспечения больших осевых перемещений и реверсивности винтовой передачи, а также получения при недлинной внутренней резьбе достаточного числа витков резьбы, обеспечивающих ее прочность и износостойкость. Число заходов резьбы можно определить как

$$n = \pi d \, tg\beta / \, p \, . \qquad (2)$$

Это означает, что с уменьшением среднего диаметра резьбы происходит изменение таких параметров, как шаг резьбы и число заходов резьбы, что, в свою очередь, влияет на угол подъёма резьбы. Оптимальным будет считаться тот средний диаметр, при котором шаг резьбы и число заходов резьбы позволяют получить угол подъёма, обеспечивающий необходимое передаточное отношение и высокое значение коэффициента полезного действия тормозного механизма.

Для тормозного момента, равного 397,1 Н·м, являющегося предельным по условию сцепления шин с дорогой, величина среднего диаметра резьбы соответствует 18 мм.

Оценивалось также влияние среднего диаметра резьбы $d_{ср}$ нажимного устройства на момент трения тормоза М при изменении среднего радиуса трения фрикционных пар $R_{ср}$ (рис. 3).

Исследование зависимости проводилось при различных значениях среднего диаметра резьбы. Для значения среднего диаметра резьбы, равного 14 мм, уже при среднем радиусе трения $R_{ср}$ = 89 мм значение развиваемого тормозного момента превышает требуемую величину тормозного момента, т. е. M = 487 Н·м.

Таким образом, при среднем диаметре резьбы $d_{ср}$ = 14 мм необходимое значение тормозного момента обеспечивается во всём возможном диапазоне изменения среднего радиуса трения, а необходимое значение тормозного момента M = 397 Н·м достигается при среднем радиусе трения меньше 89 мм. Это означает, что в данном случае средний радиус трения можно уменьшить до минимально возможного по конструктивным соображениям, то есть ограничением в данном случае для минимального значения среднего радиуса трения является не величина тормозного момента, а конструктивные возможности использования тормозного диска со столь ма-

лым диаметром.

Для среднего диаметра резьбы $d_{ср}$ = 18 мм среднему радиусу трения $R_{ср}$ = 91 мм соответствует значение тормозного момента M = 404 Н·м. То есть, как и для среднего диаметра резьбы $d_{ср}$ = 14 мм, так и для $d_{ср}$ = 18 мм есть возможность использовать тормозные диски с минимальным диаметром. При этом ограничивающим фактором для размера диска, как уже указывалось, являются конструктивные возможности размещения тормозного диска столь малого диаметра.

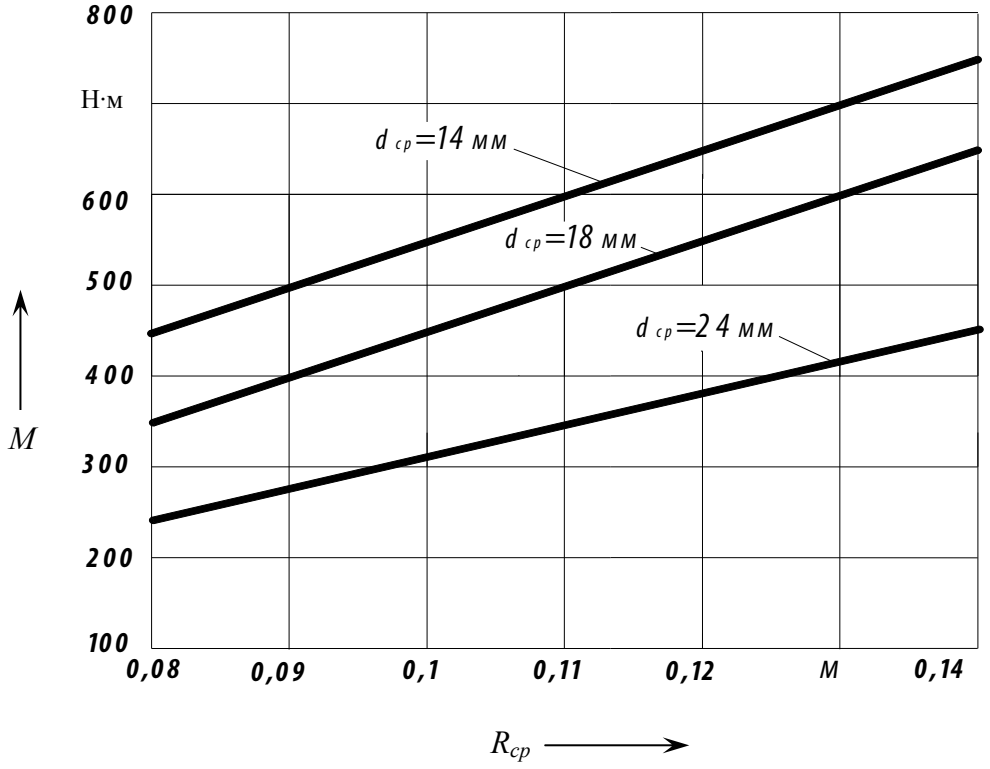

Рис. 3. Зависимость момента трения дискового тормоза от величины среднего радиуса трения фрикционных пар

В случае использования нажимного устройства со средним диаметром резьбы $d_{ср}$ = 24 мм необходимое значение тормозного момента достигается при среднем радиусе трения $R_{ср}$ = 0,135 м. Это означает, что использование среднего диаметра резьбы $d_{ср}$ = 24 мм влечёт за собой необходимость установки тормозных дисков диаметрами порядка 320 мм и более. Однако выбор таких параметров тормозной системы может быть оправдан снижением среднего контактного давления в резьбе и увеличением запаса прочности по эквивалентным напряжениям.

В связи с тем, что значение среднего радиуса трения, необходимого для достижения требуемого тормозного момента, связано с величиной коэффициента трения на поверхностях трения, оценивалось также влияние данного коэффициента на момент, развиваемый тормозом. Исследование зависимости тормозного момента от коэффициента трения между тормозным диском и фрикционной накладкой проводилось при трёх различных значениях коэффициента трения в резьбе: μ_2 = 0,05; μ_2 = 0,10; μ_2 = 0,15. При уменьшении коэффициента трения в резьбе величина тормозного момента неизменно возрастала при тех же значениях коэффициента трения между тормозным диском и фрикционной накладкой.

Каждому из трёх значений коэффициента трения в резьбе соответствует собственное значение коэффициента трения между диском и накладкой, при котором достигается необходимая величина тормозного момента. Величина $\mu_1 = 0{,}37$ соответствует нажимному устройству с коэффициентом трения в резьбе $\mu_2 = 0{,}05$, $\mu_1 = 0{,}04$ соответствует $\mu_2 = 0{,}1$, $\mu_1 = 0{,}042$ соответствует $\mu_2 = 0{,}15$.

Результаты проведенных исследований означают, что при уменьшении коэффициента трения в резьбе нажимного устройства появляется возможность использования тормозного диска и тормозной накладки с меньшим коэффициентом трения, что соответственно удешевляет всю конструкцию тормозной системы, а также облегчает подбор указанных материалов тормозной системы. Кроме этого, есть возможность повысить стабильность тормозного момента при работе рассматриваемого дискового механизма в неблагоприятных условиях: грязь, повышенная влажность и т. д.

Повышения коэффициента трения между тормозным диском и накладками тормозных колодок можно добиться подбором материала рабочей поверхности диска с высоким коэффициентом трения, улучшением охлаждения тормозного диска, повышением фрикционных свойств тормозного диска за счёт выполнения в диске отверстий различной конфигурации.

Влияние тормозной колодки на момент трения обусловлено фрикционным материалом тормозной накладки, формой колодки, которая тесно связана с конструкцией тормозного механизма, а иногда и продиктована конструктивной необходимостью.

Оптимальными при этом являются накладки с высокими фрикционными свойствами и форма тормозной колодки, обеспечивающей максимальное использование поверхности трения диска, что позволяет уменьшить при этом удельное давление в контакте трущихся поверхностей.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Пат. 4640 РБ, МКИ С 1 F 16 D 55/00.** Дисковый тормоз / Г. И. Мамити [и др.] ; заявитель и патентообладатель ММИ. – № a19980743 ; заявл. 05.08.98 ; опубл. 18.04. 02, Бюл. № 3. – 30 с.

2. **Мамити, Г. И.** Проектирование тормозов автомобилей и мотоциклов / Г. И. Мамити. – Минск : ДизайнПРО, 1997. – 300 с.

3. **Мамити, Г. И.** Теория винтовой передачи / Г. И. Мамити, М. С. Льянов, А. С. Мельников // Вестн. МГТУ. – 2002. – № 1. – С. 79–83.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 06.10.2008

A. S. Melnikov, I. S. Sazonov, V. A. Kim
Influence of the hold-down device angle thread diameter on the characteristics of the motorcycle disk brake with a mechanical drive

Influence of the angle thread diameter on the magnitude of the braking torque of the disk brake with a mechanical drive is considered in the article. The obtained dependences make it possible to choose optimum parameters of the disk brake. The interaction of the angle thread diameter and the lead angle of the hold-down device has been considered. Influence of the angle tread diameter of the hold-down device on the efficiency of the brake mechanism has been established.

УДК 621

В. П. Тарасик, д-р техн. наук, проф., О. В. Пузанова, канд. техн. наук, В. И. Курстак

МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫХ ПРИВОДОВ ВЕДУЩИХ КОЛЕС МОБИЛЬНЫХ МАШИН

Изложена методика моделирования и представлена математическая модель трансмиссии автомобиля с межколесным дифференциалом. Приведены графики результатов моделирования процессов трогания автомобиля с места с буксованием ведущих колес и движения по гармоническим неровностям, возбуждающим резонансные колебания в трансмиссии.

На самоходных колесных машинах (автомобилях, тракторах, строительно-дорожной и сельскохозяйственной технике) применяют дифференциальные приводы ведущих колес. Различают межколесные и межосевые дифференциалы. Межколесный дифференциал обеспечивает привод колес одного ведущего моста машины, а межосевой предназначен для дифференциального распределения энергии двигателя между двумя (или более) ведущими мостами.

На рис. 1, а приведена кинематическая схема простого конического дифференциала, наиболее часто применяемого в межколесном приводе, а на рис. 1, в – схема его установки в ведущем мосту колесной машины [1].

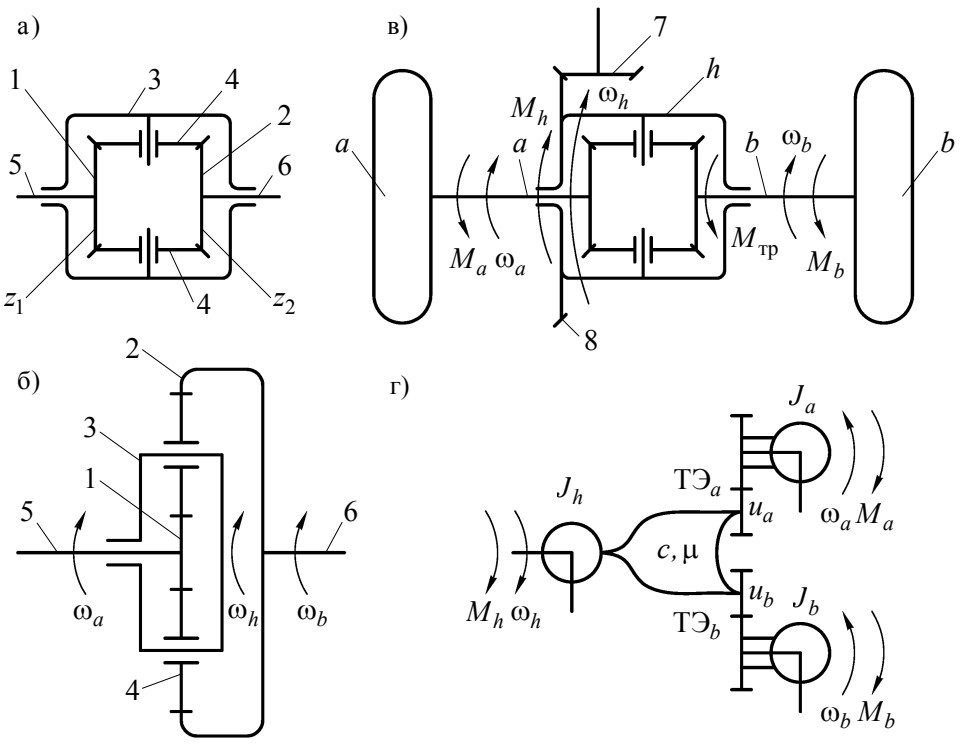

Рис. 1. Кинематические схемы межколесного (а) и межосевого (б) дифференциалов, схема ведущего моста автомобиля (в), динамическая модель дифференциала (г)

Основные звенья дифференциала – два центральных зубчатых колеса 1 и 2 и водило 3. Посредством этих звеньев дифференциал взаимодействует с дру-

гими механизмами трансмиссии. Кроме того, в состав дифференциала входят сателлиты 4, осуществляющие внутреннее взаимодействие его основных звеньев. Энергия двигателя передается на дифференциал посредством пары конических зубчатых колес 7 и 8 главной передачи, а затем через полуоси 5 и 6 – на ведущие колеса машины a и b.

Конический дифференциал распределяет подводимый к нему вращающий момент примерно поровну на левое и правое колеса (или же между двумя ведущими мостами). Поэтому его называют *симметричным дифференциалом*. При необходимости неравномерного распределения вращающих моментов в приводе ведущих мостов (например, для трехосного автомобиля) применяют *несимметричный дифференциал*, выполняемый по кинематической схеме, приведенной на рис. 1, б. Ведущим звеном как межколесного, так и межосевого дифференциала принимают водило, центральные зубчатые колеса – ведомые звенья.

Кинематические свойства дифференциала описываются уравнением

$$\omega_a - \omega_b K - \omega_h (1 - K) = 0, \qquad (1)$$

где ω_a, ω_b – угловые скорости центральных зубчатых колес; ω_h – угловая скорость водила; K – кинематический параметр дифференциала.

Параметр K определяет отношение между угловыми скоростями ω_a и ω_b при остановленном водиле $K = \omega_a / \omega_b$ при $\omega_h = 0$.

У конического дифференциала оба центральных зубчатых колеса одинаковы, поэтому $K = -1$, а уравнение его кинематики

$$\omega_h = \frac{\omega_a + \omega_b}{2}. \qquad (2)$$

Уравнение кинематики несимметричного дифференциала

$$\omega_h = \frac{\omega_a}{1 - K} - \frac{K\omega_b}{1 - K}. \qquad (3)$$

Обычно несимметричный межосевой дифференциал выполняют с $K = -2$. Тогда на один из ведущих мостов передается одна треть от момента на водиле M_h, а на другие мосты – две трети.

Устанавливаемые уравнениями (2) и (3) соотношения между $\omega_a, \omega_b, \omega_h$ отображаются на динамической модели трансформаторными элементами ТЭ_a и ТЭ_b. Динамическая модель дифференциала представлена на рис. 1, г. Сосредоточенные массы с моментами инерции J_a, J_b отображают инерционные свойства колес машины, а масса с моментом инерции J_h – приведенную массу механизма дифференциала и главной передачи. Упругий и диссипативный элементы с параметрами c и μ учитывают физические свойства полуосей привода ведущих колес машины. Передаточные числа трансформаторных элементов ТЭ_a и ТЭ_b определяют на основе уравнений (2) и (3). Для симметричного дифференциала получаем

$$u_a = u_b = 0{,}5, \qquad (4)$$

а для несимметричного –

$$u_a = 1/(1 - K); \quad u_b = -K/(1 - K). \qquad (5)$$

На рис. 2, а приведена динамическая модель трансмиссии автомобиля с дифференциальным приводом ведущих колес, а на рис. 2, б – орграф. Моделирование осуществлялось на основе структурно-матричного метода [2].

Сосредоточенные массы J_1 и J_2 отображают инерционные свойства двигателя и коробки передач, масса J_3 соответствует массе J_h, а массы J_4 и J_5 – массам J_a и J_b (см. рис. 1, г). Пара-

метры сосредоточенных масс J_6 и J_7 эквивалентны моментам инерции беговых дорожек ведущих колес автомобиля, а масса J_8 отображает инерционные свойства поступательно движущейся массы автомобиля и его ведомых колес.

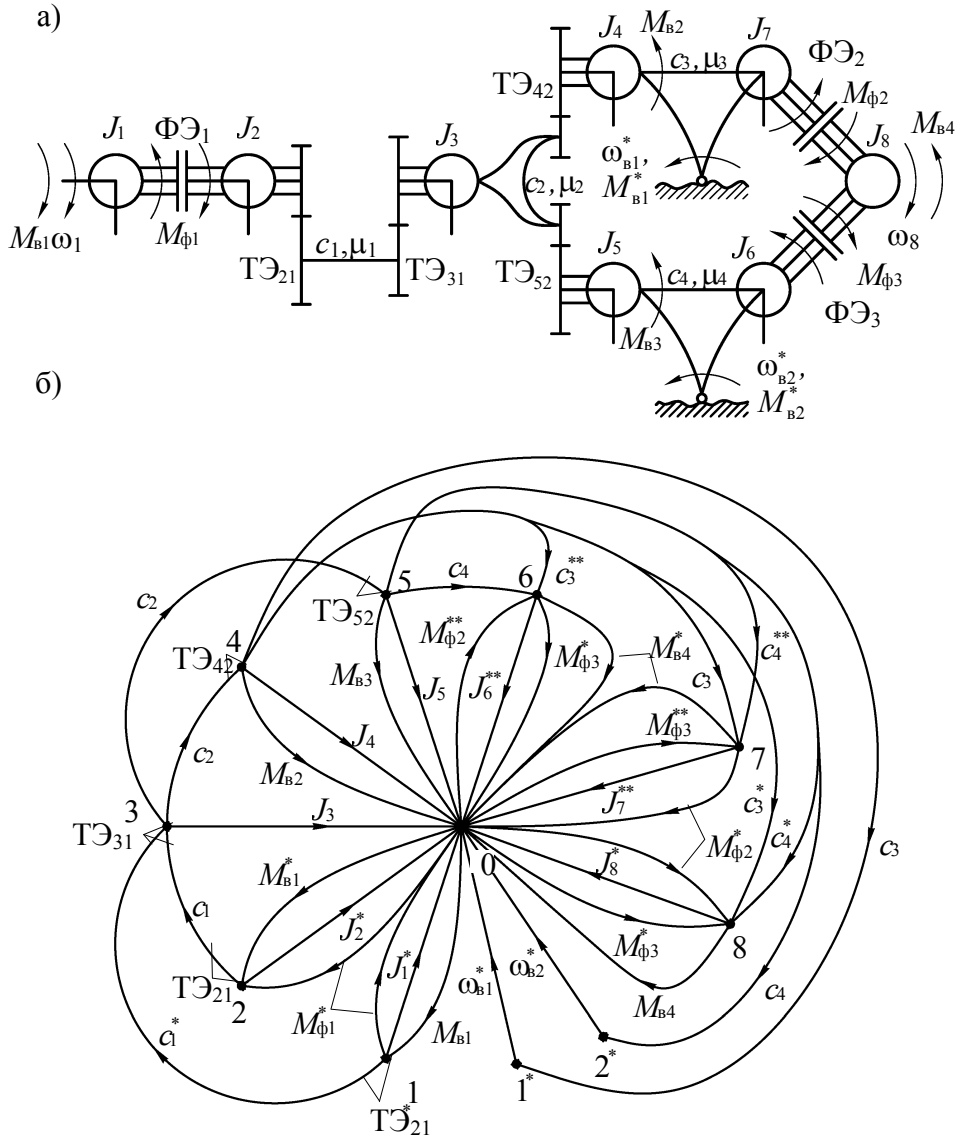

Рис. 2. Динамическая модель трансмиссии автомобиля с дифференциальным приводом ведущих колес (а) и орграф (б)

Упругий элемент c_1 учитывает жесткость валов коробки передач и карданной передачи, c_2 – суммарную жесткость обеих полуосей, c_3 и c_4 – упругие свойства шин ведущих колес при их окружной деформации. Трансформаторные элементы отображают преобразование параметров потока энергии двигателя механизмами трансмиссии при ее передаче ведущим колесам: $ТЭ_{21}$ – коробкой передач; $ТЭ_{31}$ – главной передачей; $ТЭ_{42}$ и $ТЭ_{52}$ – механизмом дифференциала. Фрикционный элемент $ФЭ_1$ соответствует сцеплению трансмиссии автомобиля, а $ФЭ_2$ и $ФЭ_3$ отображают сцепление ведущих колес с дорогой. Внешние воздействия: $M_{в1}$ – вращающий момент

двигателя; $M_{в2}, M_{в3}$ – моменты сопротивления качению ведущих колес; $M_{в4}$ – приведенный момент сопротивления движению машины, обусловленный продольным уклоном дороги, воздушной средой и потерями на качение ведомых колес автомобиля. Влияние неровностей микропрофиля дороги отображается источниками типа потока $\omega^*_{в1}, \omega^*_{в2}$ ($M^*_{в1}, M^*_{в2}$ – окружные реакции дороги на колеса).

Фрикционный элемент $ФЭ_1$ связан с двумя сосредоточенными массами J_1 и J_2 динамической модели и может изменять взаимодействие элементов c_1, $ТЭ_{21}$ и источника внешнего воздействия $M_{в1}$ с этими массами. В зависимости от состояния $ФЭ_1$ (режим скольжения или замкнутое состояние) каждый из этих элементов имеет два возможных варианта взаимодействия с массами J_1 и J_2, причем эти массы после замыкания $ФЭ_1$ объединяются в одну массу, и динамическая система теряет одну степень свободы. Следовательно, ветви орграфа, отображающие эти элементы, являются виртуальными и поэтому на орграфе помечены звездочкой [2].

Фрикционные элементы $ФЭ_2$ и $ФЭ_3$ (сцепления колес с дорогой), в отличие от $ФЭ_1$, связаны с тремя массами J_6, J_7, J_8 и могут изменять их взаимодействие с элементами c_3, c_4 и с источником внешнего воздействия $M_{в4}$. Количество вариантов взаимодействия элементов в этом случае возрастает, так как увеличивается число комбинаций состояний фрикционов $ФЭ_2$ и $ФЭ_3$. Так, упругий элемент c_3 постоянно воздействует на массу J_7, в замкнутом состоянии $ФЭ_2$ он воздействует также на массу J_8, а при замыкании обоих фрикционных элементов $ФЭ_2$ и $ФЭ_3$ воздействие упругого элемента c_3 передается одновременно на массы J_8 и J_6. Аналогичен характер взаимодействия упругого элемента c_4 с элементами динамической модели. Воздействие $M_{в4}$ при скольжении сцеплений $ФЭ_2$ и $ФЭ_3$ воспринимается только массой J_8, а при их замыкании передается также на массы J_7 и J_6.

Для отображения двойственного характера взаимодействия упругих и фрикционных элементов с сосредоточенными массами в рассматриваемом случае приняты два варианта обозначений виртуальных ветвей орграфа – с помощью одной или двух звездочек. Ветви элементов, имеющих два варианта взаимодействия с *i*-й сосредоточенной массой, помечены одной звездочкой, а при трех вариантах – двумя звездочками [2].

Аналогичные обозначения использованы для инцидентов в матрице инциденций A (табл. 1) и матрице трансформаторных элементов ТЭ (табл. 2). Подматрицы упругих $A_у$ и диссипативных $A_д$ элементов одинаковы, поэтому в матрицах A и ТЭ приведены лишь подматрицы $A_у$.

В матрице ТЭ отображена виртуальная связь упругого элемента c_1 с сосредоточенной массой J_1, осуществляемая через трансформаторный элемент $ТЭ_{21}$ в замкнутом состоянии сцепления $ФЭ_1$.

Составим уравнения математической модели исследуемого объекта на основе структурно-матричного метода. Топологические уравнения сформируем по строкам матрицы *A*, а компонентные – по столбцам, принимая во внимание информацию о трансформаторных элементах, содержащуюся в матрице ТЭ. Формирование топологических уравнений осуществляется с учетом как постоянных, так и виртуальных ветвей орграфа, а при формировании компонентных уравнений используют только постоянные ветви.

Табл. 1. Матрица инциденций

Узел	Ветвь												
	$M_{в1}$	$M_{в2}$	$M_{в3}$	$M_{в4}$	$M^*_{в1}$	$M^*_{в2}$	$M_{ф1}$	$M_{ф2}$	$M_{ф3}$	c_1	c_2	c_3	c_4
1	1	0	0	0	0	0	–1*	0	0	–1*	0	0	0
2	1*	0	0	0	0	0	1*	0	0	–1	0	0	0
3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	–1	0	0
4	0	–1	0	0	0	0	0	0	0	0	1	–1	0
5	0	0	–1	0	0	0	0	0	0	0	1	0	–1
6	0	0	0	–1*	0	0	0	1**	–1*	0	0	1**	1
7	0	0	0	–1*	0	0	0	–1*	1**	0	0	1	1**
8	0	0	0	–1	0	0	0	1*	1*	0	0	1*	1*
1*	0	0	0	0	–1	0	0	0	0	0	0	1	0
2*	0	0	0	0	0	–1	0	0	0	0	0	0	1
Подматрицы	$A_в$									$A_у$			

Табл. 2. Матрица ТЭ

Узел	Ветвь			
	c_1	c_2	c_3	c_4
1	1*	0	0	0
2	1	0	0	0
3	1	0	0	0
4	0	1	0	0
5	0	1	0	0
6	0	0	0	0
7	0	0	0	0
8	0	0	0	0
1*	0	0	0	0
2*	0	0	0	0

Если в *i*-й строке матрицы A отсутствуют инциденторы виртуальных ветвей, тогда топологическое уравнение движения сосредоточенной массы J_i составляют на основе принципа Даламбера. В рассматриваемом примере это относится к массам J_3, J_4, J_5 (см. табл. 1).

При наличии в *i*-й строке матрицы A инциденторов виртуальных ветвей, отображающих два возможных варианта их взаимодействия с массой J_i, используется алгоритм формирования топологического уравнения, изложенный в [2]. Строка матрицы в этом случае содержит инциденторы виртуальных ветвей, отмеченные одной звездочкой. Наряду с виртуальными ветвями в этой строке могут быть также инциденторы постоянных ветвей. В табл. 1 это первая и вторая строки.

Рассмотрим алгоритм формирования топологических уравнений в случае,

если в динамической модели технической системы одновременно два фрикционных элемента связывают между собой три сосредоточенные массы в различных комбинациях. Тогда в матрице A будут три строки, содержащие инциденторы этих фрикционных элементов (табл. 1, строки 6, 7 и 8). Виртуальные ветви фрикционных, упругих и диссипативных элементов при этом имеют трехвариантное взаимодействие с сосредоточенными массами J_6, J_7, J_8. Такая особенность динамической модели возникает при наличии в трансмиссии дифференциала.

Из динамической модели (см. рис. 2, а) видно, что сцепление ФЭ_2 непосредственно связывает между собой массы J_7 и J_8, что отображается в соответствующих им строках матрицы A инциденторами (-1^*) и 1^*. Одновременно эти же массы объединяются с массой J_6 посредством сцепления ФЭ_3 при его замыкании, что отражено в матрице A инцидентором 1^{**} в шестой строке. Аналогично составлен столбец матрицы A, соответствующий ветви орграфа $M_{\text{ф}3}$ (сцепление ФЭ_3).

Рассмотрим алгоритм формирования топологического уравнения сосредоточенной массы J_6. На движение этой массы оказывают влияние потенциалы ветвей $M_{\text{в}4}, M_{\text{ф}2}, M_{\text{ф}3}, c_3, c_4$, причем первые четыре ветви виртуальные, а ветвь упругого элемента c_4 постоянная, что отражено соответствующими обозначениями инциденторов в матрице A. При этом масса J_6 непосредственно связана с массой J_8 сцеплением ФЭ_3 (инцидентор 1^* в восьмой строке), а через второе сцепление ФЭ_2 – с массой J_7 (инцидентор 1^{**} в седьмой строке). Следовательно, воздействие потенциала $M_{\text{ф}3}$ на движение массы J_6 зависит от состояния сцепления ФЭ_3, определяемого дискретными функциями замыкания L_3 и размыкания P_3, а воздействие потенциала $M_{\text{ф}2}$ – от состояния обоих сцеплений ФЭ_2 и ФЭ_3, что учитывается функциями L_2 и L_3. Поэтому при составлении топологического уравнения движения массы J_6 потенциал $M_{\text{ф}3}$ необходимо умножить на $(1-L_3)$ и на функцию $\text{sign}(\omega_6-\omega_8)$, а потенциал $M_{\text{ф}2}$ – на $(1-L_2)L_3$ и на $\text{sign}(\omega_7-\omega_8)$.

Влияние воздействия внешней среды $M_{\text{в}4}$ на массу J_6 зависит от состояния $M_{\text{ф}3}$, но не связано с состоянием сцепления $M_{\text{ф}2}$, что учитывается в матрице A инцидентором (-1^*) (т. е. инцидентором с одной звездочкой). Следовательно, функцию $M_{\text{в}4}$ в топологическом уравнении необходимо умножить на L_3P_3. Одновременное использование дискретных функций L_3 и P_3 позволяет учесть замыкание и размыкание ФЭ_3, т. е. включение функции $M_{\text{в}4}$ в топологическое уравнение или ее исключение.

Упругий c_3 и диссипативный μ_3 элементы оказывают влияние на движение массы J_6 только при обоих замкнутых сцеплениях $M_{\text{ф}2}$ и $M_{\text{ф}3}$, что отражается двумя звездочками в инциденторах этих элементов. Поэтому в топологическом уравнении потенциалы $M_{\text{у}3}$ и $M_{\text{д}3}$ необходимо умножить на $L_2P_2L_3P_3$.

При замыканиях сцеплений ФЭ_2 и ФЭ_3 масса J_6 объединяется в различных комбинациях с массами J_7 и J_8, что отображается количеством звездочек у инциденторов ветвей $M_{\text{ф}2}$ и $M_{\text{ф}3}$. Для объединения масс J_6 и J_8 достаточно замкнуть сцепление ФЭ_3, поэтому массу J_8 в топологическом уравнении необходимо умножить на

L_3. Объединение трех масс J_6, J_7, J_8 требует замыкания обоих сцеплений $\Phi Э_2$ и $\Phi Э_3$, т. е. дополнительно к замкнутому сцеплению $\Phi Э_3$ необходимо замкнуть сцепление $\Phi Э_2$. Поэтому инцидентор ветви $M_{ф2}$ обозначен двумя звездочками, а J_7 необходимо умножить на L_2L_3.

Алгоритм формирования топологического уравнения движения массы J_7 аналогичен.

В восьмой строке матрицы A (см. табл. 1) инциденторы всех виртуальных ветвей обозначены одной звездочкой. Следовательно, каждая из этих ветвей имеет только два варианта взаимодействия с сосредоточенной массой J_8.

Приведенное описание алгоритма формирования топологического уравнения при трехвариантном взаимодействии виртуальных ветвей с *i*-й сосредоточенной массой отражает определенность и однозначность его структуры, что обеспечивает полную формализацию процесса составления топологического уравнения и позволяет использовать этот алгоритм для создания компьютерной программы автоматизированного построения математической модели технической системы с дифференциальным распределением потока энергии между потребителями.

С учетом изложенной методики сформируем топологические уравнения моделируемой системы:

$$
\left.
\begin{aligned}
\frac{d\omega_1}{dt} &= \frac{M_{в1} - M_{ф1}\operatorname{sign}(\omega_1-\omega_2)(1-L_1) - (M_{у1}+M_{д1})L_1P_1/(u_{21}\eta_{21})}{J_1 + J_2L_1};\\
\frac{d\omega_2}{dt} &= \frac{M_{в1}L_1P_1 + M_{ф1}\operatorname{sign}(\omega_1-\omega_2)(1-L_1) - (M_{у1}+M_{д1})/(u_{21}\eta_{21})}{J_1L_1 + J_2};\\
\frac{d\omega_3}{dt} &= \frac{(M_{у1}+M_{д1})u_{31}\eta_{31} - (M_{у2}+M_{д2})}{J_3};\\
\frac{d\omega_4}{dt} &= \frac{-M_{в2} + (M_{у2}+M_{д2})u_{42}\eta_{42} - (M_{у3}+M_{д3})}{J_4};\\
\frac{d\omega_5}{dt} &= \frac{-M_{в3} + (M_{у2}+M_{д2})u_{52}\eta_{52} - (M_{у4}+M_{д4})}{J_4};\\
\frac{d\omega_6}{dt} &= \big[-M_{в4}L_3P_3 + M_{ф2}\operatorname{sign}(\omega_7-\omega_8)(1-L_2)L_3 - M_{ф3}\operatorname{sign}(\omega_6-\omega_8)(1-L_3) +\\
&\quad + (M_{у3}+M_{д3})L_2P_2L_3P_3 + (M_{у4}+M_{д4})\big]/(J_6 + J_7L_2L_3 + J_8L_3);\\
\frac{d\omega_7}{dt} &= \big[-M_{в4}L_2P_2 - M_{ф2}\operatorname{sign}(\omega_7-\omega_8)(1-L_2) + M_{ф3}\operatorname{sign}(\omega_6-\omega_8)(1-L_3)L_2 +\\
&\quad + (M_{у3}+M_{д3}) + (M_{у4}+M_{д4})L_2P_2L_3P_3\big]/(J_6L_2L_3 + J_7 + J_8L_2);\\
\frac{d\omega_8}{dt} &= \big[-M_{в4} - M_{ф2}\operatorname{sign}(\omega_7-\omega_8)(1-L_2) + M_{ф3}\operatorname{sign}(\omega_6-\omega_8)(1-L_3) +\\
&\quad + (M_{у3}+M_{д3})L_2P_2 + (M_{у4}+M_{д4})L_3P_3\big]/(J_6L_3 + J_7L_2 + J_8).
\end{aligned}
\right\} \qquad (6)
$$

Нетрудно убедиться, что при $L_1 = 1$ и $P_1 = 1$ выражения для вычисления производных $d\omega_1/dt$ и $d\omega_2/dt$ одинаковы, следовательно, сосредоточенные массы

J_1 и J_2 при замыкании фрикциона $ФЭ_1$ будут вращаться с одинаковыми угловыми скоростями. Аналогично при замыкании $ФЭ_2$ получим $d\omega_7/dt = d\omega_8/dt$, при замыкании $ФЭ_3$ – $d\omega_6/dt = d\omega_8/dt$, а при замкнутых состояниях $ФЭ_2$ и $ФЭ_3$ – $d\omega_6/dt = d\omega_7/dt = d\omega_8/dt$.

Компонентные уравнения упругих и диссипативных элементов формируют по столбцам матрицы A с учетом матрицы ТЭ. При формировании этих уравнений учитывают только инциденторы постоянных ветвей, взаимодействие которых с сосредоточенными массами отображено инциденторами без звездочек.

Компонентные уравнения упругих элементов моделируемой системы:

$$\left.\begin{aligned} dM_{y1}/dt &= c_1(\omega_2/u_{21} - \omega_3 u_{31});\\ dM_{y2}/dt &= c_2(\omega_3 - \omega_4 u_{42} - \omega_5 u_{52});\\ dM_{y3}/dt &= c_3(\omega_4 - \omega_7 - \omega^*_{в1});\\ dM_{y4}/dt &= c_4(\omega_5 - \omega_6 - \omega^*_{в2}). \end{aligned}\right\} \quad (7)$$

Компонентные уравнения диссипативных элементов аналогичны уравнениям (7), только в левых частях уравнений вместо $dM_{y\,j}/dt$ будут потенциалы $M_{д\,j}$, а в правых вместо c_j – параметры диссипативных элементов μ_j.

Уравнения (6) и (7) сводят в единую систему дифференциальных уравнений. Для их решения задают начальные условия $\omega_{i0}, i = \overline{1,n}$, $M_{y\,j0}, j = \overline{1,N}$, функции моментов трения сцеплений $M_{ф\,q}, q = \overline{1,Q}$ и функции внешних воздействий $M_{в\,l}, l = \overline{1,L}$, $\omega^*_{в1}, \omega^*_{в2}$ [1, 2]. Дискретные функции замыкания L_1 и размыкания P_1 сцепления $ФЭ_1$ (см. рис. 2, а) вычисляются по формулам:

$$L_1 = \begin{cases} 1 & \text{при } |\omega_1 - \omega_2| \le \Delta\omega_1;\\ 0 & \text{при } |\omega_1 - \omega_2| > \Delta\omega_1; \end{cases} \quad (8)$$

$$P_1 = 0,5[1 + \operatorname{sign}(M_{ф1} - \left| \frac{M_{y1} + M_{д1}}{u_{21}\eta_{21}} + J_2\dot{\omega}_2 \right|)], \quad (9)$$

где $\Delta\omega_1$ – допустимая разность между ω_1 и ω_2, определяющая условие замыкания сцепления (принимают в пределах 1…2 % от ω_1); u_{21}, η_{21} – передаточное число и КПД $ТЭ_{21}$.

При $L_1 = 1$ и $P_1 = 1$ сцепление замкнуто, а при $L_1 = 0$ или $P_1 = 0$ – разомкнуто (буксует). Аналогично составляются выражения для функций L_2, P_2, L_3, P_3.

Полученная математическая модель была использована для исследования и анализа динамических процессов в трансмиссии грузового автомобиля с колесной формулой 4×2 и полной массой 14 950 кг. Значения параметров динамической модели трансмиссии приведены в [2, с. 132].

Моделировали процесс трогания автомобиля с места на первой передаче на подъеме с уклоном $h = 0,05$ при коэффициенте сопротивления качению $f = 0,02$ и движении автомобиля по дороге с гармоническими неровностями.

На рис. 3 приведены графики, полученные при моделировании процесса трогания в условиях, когда левое и правое колеса находятся на поверхности дороги с твердым покрытием и имеют одинаковые коэффициенты сцепления $\varphi_{хл} = \varphi_{хп} = 0,8$, а на рис. 4 – при условии, что правое колесо находится на обочине и коэффициент сцепления $\varphi_{хп} = 0,5$. Трогание осуществлялось путем резкого включения сцепления. Время нарастания момента трения $M_{ф1}$ принимали 0,7 с (рис. 3, б и 4, б).

Из рис. 3, а видно, что в первом случае колеса не проскальзывают относительно дороги, угловые скорости обоих колес ω_6 и ω_7 одинаковы и совпадают с угловой скоростью ω_8, отображающей скорость автомобиля. Во втором случае (см. рис. 4, а) в конце процесса включения сцепления, когда $\omega_1 = \omega_2$, правое колесо проскальзывает и его угловая скорость ω_7 значительно возрастает по сравнению с угловой скоростью левого колеса ω_6. Это отражается на протекании графиков момента двигателя $M_{в1}$ (см. рис. 3, б и 4, б), моментов на карданном валу $M_{у1}$, на полуосях $M_{у2}$ и шинах колес $M_{у3}$ и $M_{у4}$ (см. рис. 3, в и 4, в).

При отсутствии пробуксовки колес после замыкания сцепления наблюдаются значительные колебания угловой скорости вала двигателя ω_1 и его момента $M_{в1}$ и возникают большие амплитуды моментов M_{yi}. Пробуксовка колес приводит к существенному уменьшению динамических нагрузок в трансмиссии (в 1,4 раза) и более спокойному протеканию процесса работы двигателя. Но при этом частота колебаний всех моментов M_{yi} возрастает. При пробуксовке колеса работа трения сцепления $W_{ф1}$ снижается в 1,2 раза (см. рис. 3, г и 4, г), а максимальное значение мощности трения $P_{ф1}$ остается практически одинаковым. При этом мощность $P_{ф2}$ и работа трения $W_{ф2}$ проскальзывающего колеса достигают довольно высоких значений.

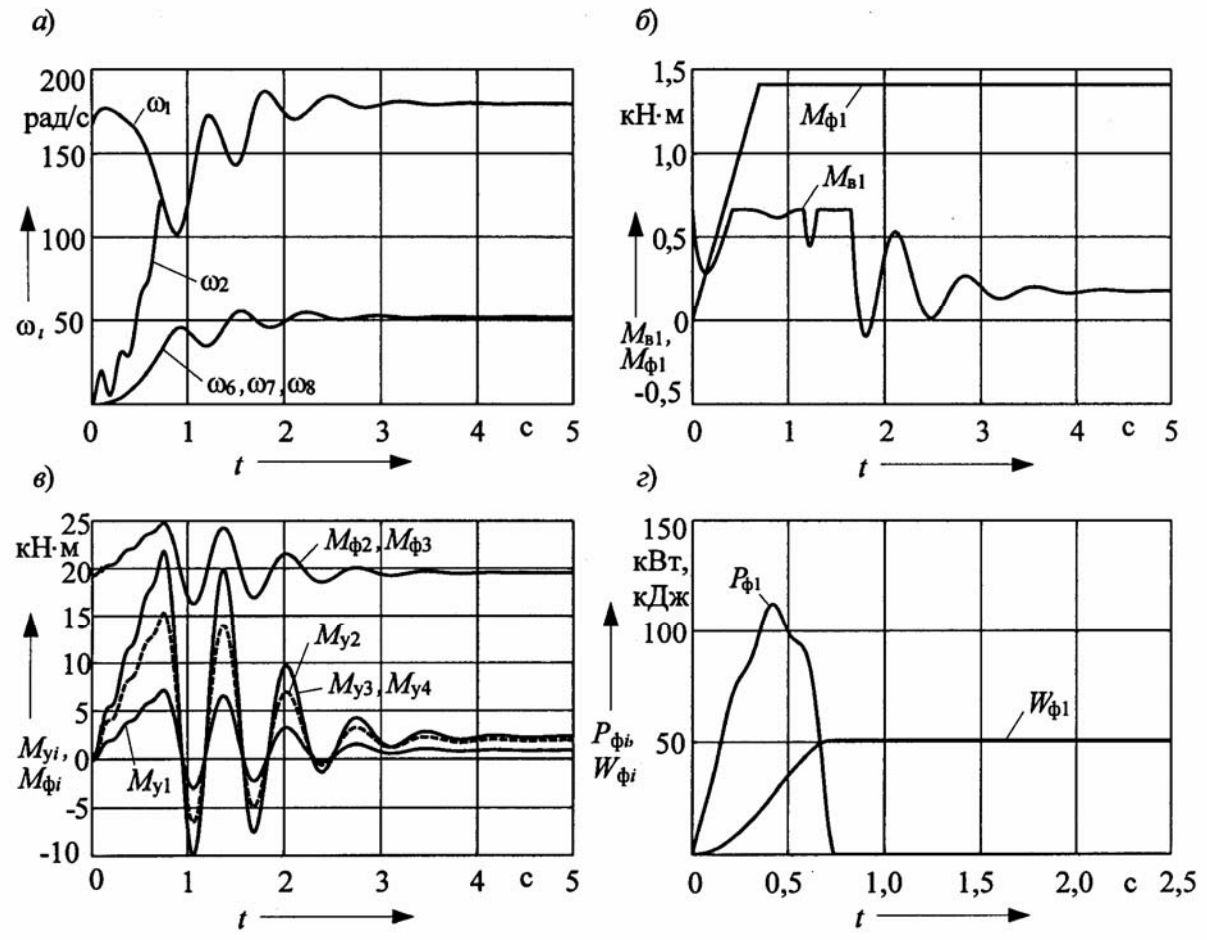

Рис. 3. Графики переходного процесса при трогании автомобиля с места без буксования ведущих колес: а – угловые скорости масс; б – моменты двигателя $M_{в1}$ и сцепления $M_{ф1}$; в – моменты сцепления колес $M_{ф2}$, $M_{ф3}$ и упругих элементов трансмиссии и шин; г – мощность $P_{ф1}$ и работа буксования $W_{ф1}$ сцепления (значения ω_6, ω_7, ω_8 увеличены в 10 раз)

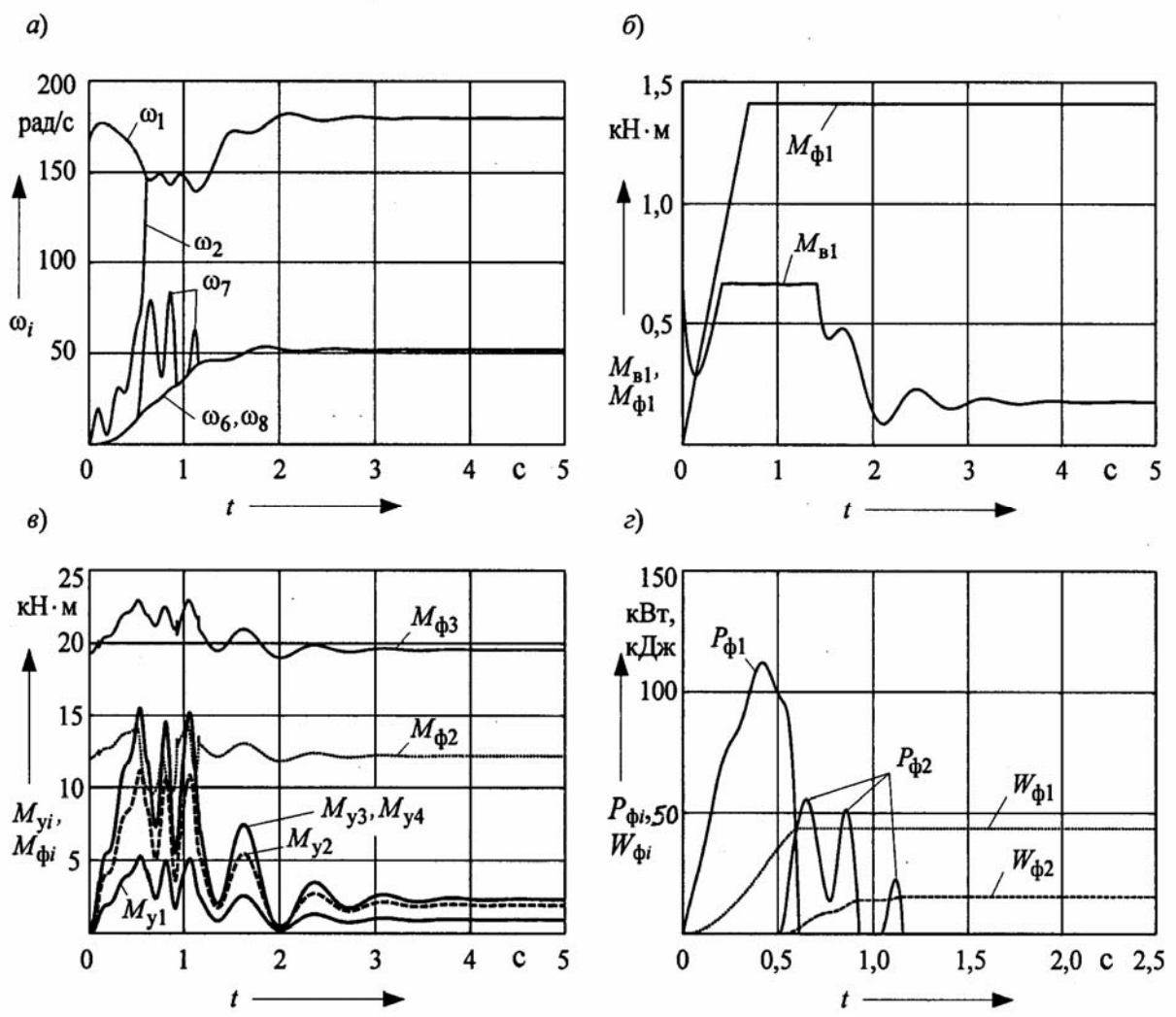

Рис. 4. Графики переходного процесса при трогании автомобиля с места и буксовании правого ведущего колеса (обозначения соответствуют рис. 3)

При движении автомобиля по гармоническому микропрофилю моделировали резонансные режимы колебаний. Амплитуда гармоники принята равной 0,02 м, а длина волны – 2,78 м. При движении со скоростью 10 км/ч частота воздействия составляет 1 Гц. На рис. 5 приведены графики полученных результатов. Графики на рис. 5, а, в, д получены при совпадении фаз гармоник неровностей под обоими колесами, а на рис. 5, б, г, е – при отставании по фазе гармоники воздействия на левое колесо на 0,5π рад.

Из рис. 5, д и е видно, что на резонансном режиме возникают очень большие амплитуды колебаний моментов в упругих элементах трансмиссии и шин M_{yi}, значительно превышающие средние их значения. Амплитуды колебаний вращающего момента двигателя $M_{в1}$ также весьма значительны (см. рис. 5, в и г), так как в данном случае двигатель работает на регуляторной характеристике и поэтому имеет повышенную чувствительность к колебаниям угловой скорости коленчатого вала.

На рис. 5, а и б представлены графики колебаний угловых скоростей ступиц колес ω_4 и ω_5 и угловой скорости ω_8 массы, отображающей массу автомобиля. Отметим интересный факт – амплитуды колебаний угловой скорости левого колеса ω_5, движущегося по отстающей гармонике, меньше, чем правого.

Если гармоники микропрофиля будут в противофазе, то колебания двигателя и коробки передач не возбуждаются. Эти явления обусловлены влиянием межколесного дифференциала.

Проведенные исследования показывают, что учет дифференциального привода ведущих колес дает возможность выявления физических свойств мобильной машины, оказывающих влияние на формирование динамических процессов при неустановившихся режимах движения в сложных дорожных условиях. Предложенная методика моделирования дифференциальных приводов может быть использована для оценки влияния различных возмущающих воздействий дороги и буксования ведущих колес на динамические нагрузки в трансмиссии, на параметры режимов работы двигателя и сцепления.

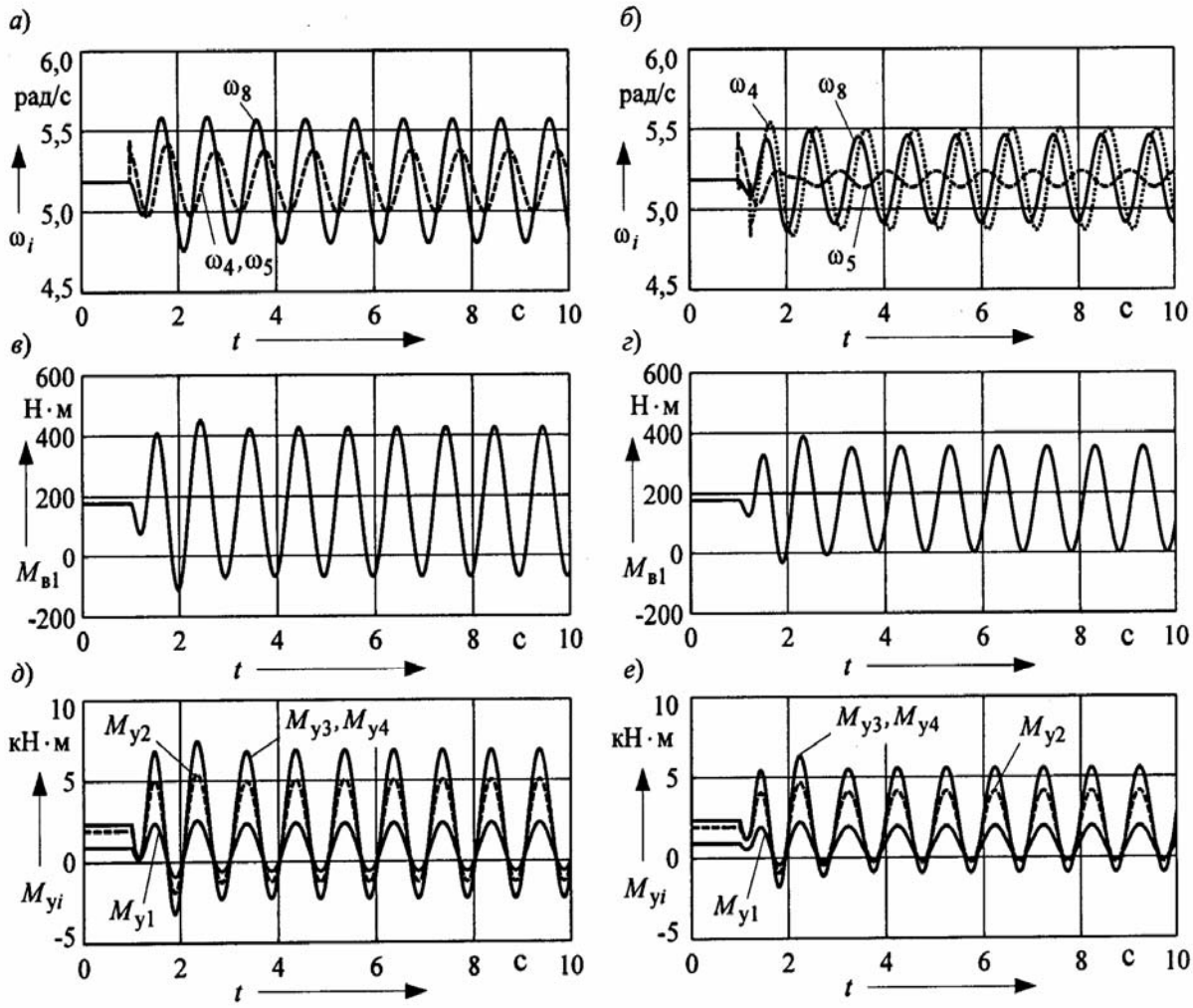

Рис. 5. Графики резонансных колебаний, возникающих в трансмиссии автомобиля при проезде по гармоническим неровностям

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Тарасик, В. П.** Теория движения автомобиля : учебник для вузов / В. П. Тарасик. – СПб. : БХВ-Петербург, 2006. – 478 с.

2. **Тарасик В. П.** Математическое моделирование технических систем : учебник для вузов / В. П. Тарасик. – Минск: Дизайн ПРО, 2004. – 640 с.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 16.03.2009

V. P. Tarasik, O. V. Puzanova, V. I. Kurstak
Differential drives modeling of mobile machines driving wheels

The technique of modeling is set out and the mathematical model of car transmission with cross-axle differential is presented. The results of modeling of car taking off processes with driving wheels skid and motion on the harmonic irregularity stimulating resonance vibrations in transmission are brought in the diagrams.

МАШИНОСТРОЕНИЕ. МЕТАЛЛУРГИЯ

УДК 621. 791

В. М. Белоконь, канд. техн. наук, доц.

КАЧЕСТВО ПРОЦЕССА СВАРКИ В ЗАЩИТНЫХ ГАЗАХ

В статье рассмотрены вопросы, связанные с качеством сварки в защитных газах. Исследовано влияние состава защитной атмосферы, диаметра электродной проволоки, режимов сварки на перенос электродного металла и разбрызгивание. Показано, что сварка в смеси защитных газов имеет преимущества перед сваркой в углекислом газе. Дополнительное введение в защитный газ кислорода увеличивает выгорание углерода в поверхностном слое, снижает силы поверхностного натяжения, измельчает капли электродного металла и улучшает формирование швов. При сварке без коротких замыканий дугового промежутка магнитные методы, проволоки с переменным диаметром и вибрация электрода снижают потери и улучшают перенос металла через дугу.

Качество процесса сварки в среде углекислого газа – устойчивость горения дуги, производительность и разбрызгивание, характер переноса электродного металла и т. д. – исследовано в широком диапазоне режимов применительно к определенным диаметрам проволок [1, 2]. Масштабы применения сварки в углекислом газе в промышленности делают особенно чувствительными те недостатки, которыми она обладает: не всегда удовлетворительный внешний вид швов, в некоторых случаях недостаточная производительность процесса, повышенное разбрызгивание электродного металла. При сварке теряется в среднем 10 % электродного металла. Капли расплавленного металла прилипают или сплавляются со свариваемой деталью, соплом горелки и токосъемником. Попадание крупных брызг в разделку кромок увеличивает возможность появления непроваров и шлаковых включений в металле шва. Возникает необходимость введения дополнительной, трудоемкой непроизводительной операции – зачистки.

Нами проведены сравнительные исследования качественных показателей процесса сварки проволоками диаметрами 1,6–2,5 мм [3].

Установлено, что с увеличением плотности тока коэффициент расплавления и наплавки увеличивается. Более сложной зависимостью определяется коэффициент потерь.

При плотностях тока значительное количество энергии дуги расходуется на диссоциацию углекислого газа. Дуга сжимается, и анодное пятно не занимает всей поверхности торца электрода. При этом быстрое накопление большого количества тепловой энергии в небольшой по объему активной области приводит к последовательно возникающим тепловым микровзрывам. Это является одной из важных причин, вызывающих блуждание пятна. Причем ввиду того, что накопление энергии зависит от протяженности активной области, падения напряжения в ней, блуждания анодного и катодного пятен происходят с различной скоростью. Возникает тангенциальная по отношению к поверхности сила, действующая в плоскости, перпендикулярной оси электрода, и вызывающая смещение капли от оси электрода и ее отрыв [4]. Подъему капли способствует реактивное давление пара испаряющегося электрода, действие которого возрастает пропорционально квадрату тока. Поэтому при низких плотностях тока капля формируется на боковой поверхности элек-

трода, часто ее перенос происходит вне столба дуги [4]. Наблюдается интенсивное разбрызгивание металла, повышение коэффициента потерь и тем больше, чем больше диаметр проволоки.

По мере увеличения плотности тока увеличивается охват торца электрода активным пятном. Одновременно повышаются силы, отрывающие капли. Перенос металла становится мелкокапельным и при определенной плотности тока потери металла уменьшаются до уровня 7–9 %, улучшается стабильность горения дуги. Наличие некоторого количества мелких брызг рядом со сварным швом вызвано действием тангенциальной и реактивных сил испаряющегося металла, отрывающих и перемещающих часть капли в плоскости, перпендикулярной оси электрода.

Дальнейшее повышение плотности тока увеличивает испарение и угар расплавленного электродного металла, а также содержание окислов в окружающей атмосфере и их налет около шва. Потери металла растут. Удельное испарение металла с активного пятна электрода при сварке в углекислом газе на обратной полярности тока можно приближенно рассчитать. Для этого используем общее выражение для удельного испарения металла и уравнение, определяющее плотность тока на аноде [5]. После объединения их, приведения к одним единицам измерения и выражения тока дуги через его плотность в электроде получим уравнение (1)

$$g_n = 5{,}4 \cdot 10^{-12} \cdot D_1 \cdot U_э \frac{U_i^{\frac{19}{6}} \cdot d^{\frac{1}{3}} \cdot a^{\frac{2}{3}} \cdot i_э^{\frac{1}{6}}}{g_{n1} \cdot g_e^{\frac{2}{3}}}, \quad (1)$$

где D_1 – коэффициент пропорциональности, $D_1 = 3{,}02 \cdot 10^3$; $U_э$ – эффективное падение напряжения у электрода, В; g_e – сечение столкновения частиц с электронами, $g_e = 25 \cdot 10^{-20}$ м^2; g_{n1} – скрытая теплота испарения, В·с/г.

По полученному уравнению рассчитаем удельное испарение металла в зависимости от плотности тока и диаметра электрода. Результаты расчета сведем в табл. 1.

Табл. 1. Удельное испарение металла при сварке проволоками диаметром 1,6–2,5 мм

Плотность тока, А/см^2	Диаметр электрода, мм	Удельное испарение металла, г/(см^2·с)
1,90	1,6	3,38
	2,0	3,64
	2,5	3,905
2,00	1,6	3,4
	2,0	3,67
	2,5	3,95
2,10	1,6	3,44
	2,0	3,70
	2,5	3,98
2,20	1,6	3,47
	2,0	3,74
	2,5	4,02

Проведенные расчеты и эксперименты показывают, что потери металла зависят от диаметра электродной проволоки и при малых плотностях тока связаны, в основном, с разбрызгиванием, а при высоких – с испарением и угаром. При оптимальных напряжениях на дуге при одинаковых плотностях тока потери металла могут не определяться диаметром проволоки (рис. 1).

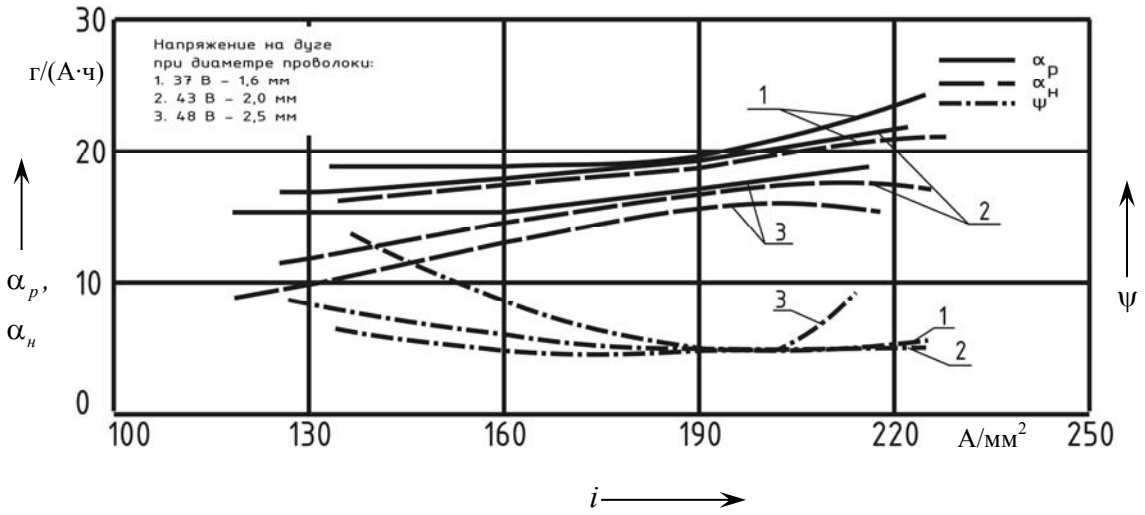

Рис. 1. Влияние плотности тока на производительность процесса сварки: $\alpha_р$, $\alpha_н$, Ψ – коэффициенты расплавления, наплавки и потерь соответственно

Исследовано влияние напряжения на дуге на качество сварки. Увеличение напряжения на дуге при постоянной плотности тока вызывает сначала плавное, а затем более резкое снижение коэффициентов расплавления и наплавки (рис. 2). Потери электродного металла на угар и разбрызгивание растут. Такое изменение определяемых коэффициентов объясняется увеличением внешней составляющей дуги в соответствии с жесткой характеристикой источника и возрастающей характеристикой дуги, уменьшением подогрева вылета электродной проволоки, перераспределением теплового баланса в дуге. Изменяется размер капель электродного металла. Результаты скоростной киносъемки показывают, что с ростом напряжения дуги размер капель увеличивается, что ухудшает условия теплопередачи из анодной области к торцу электрода. Коэффициент потерь возрастает, в основном, из-за повышения разбрызгивания.

Стабильность горения дуги зависит от скорости сварки. При малой скорости сварки устойчивость дуги ухудшается. При увеличении плотности тока и постоянном напряжении длина дуги уменьшается в соответствии со статической характеристикой. Стабильность горения дуги ухудшается. Увеличение скорости сварки сдвигает границу максимальных плотностей тока, допускающих устойчивое горение дуги. Оптимальная скорость при сварке проволоками диаметрами 1,6–2,5 мм составляет 30–70 м/ч. Этим же скоростям соответствует и лучшее формирование шва, хорошая защита сварочной ванны газом. Рекомендуемое соотношение значений тока и напряжения, обеспечивающее хороший внешний вид швов, устойчивое горение дуги, примерно одинаковые потери электродного металла приведены на рис. 3.

Для всех исследованных диаметров проволок диапазон сварочных токов расширяется с увеличением напряжения на дуге.

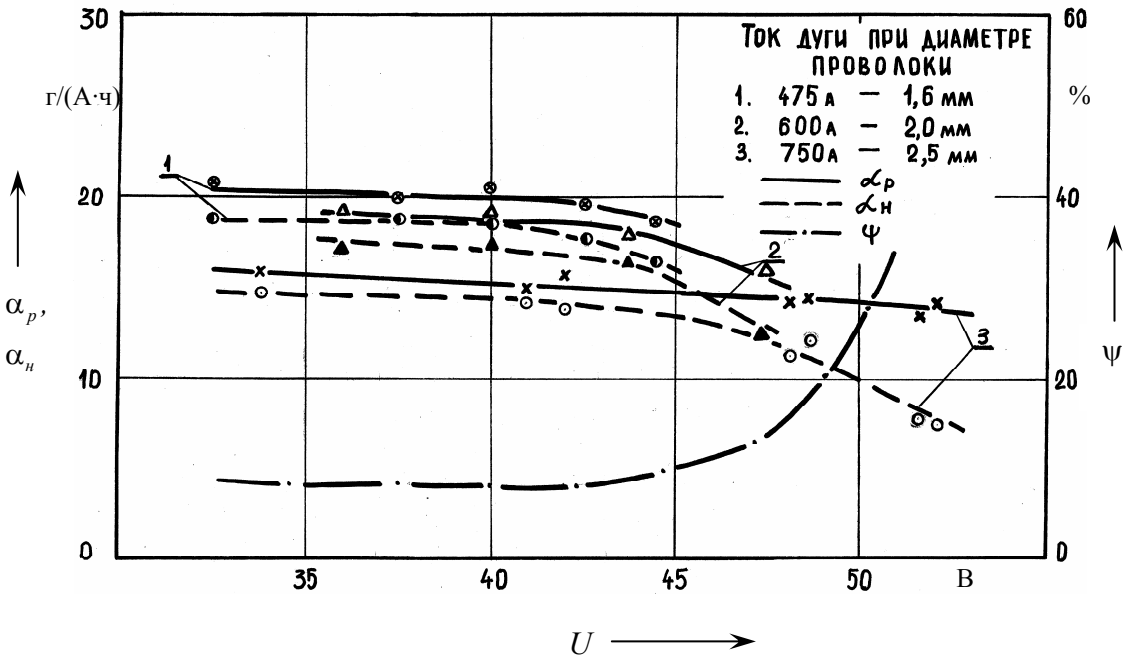

Рис. 2. Влияние напряжения дуги на производительность процесса сварки

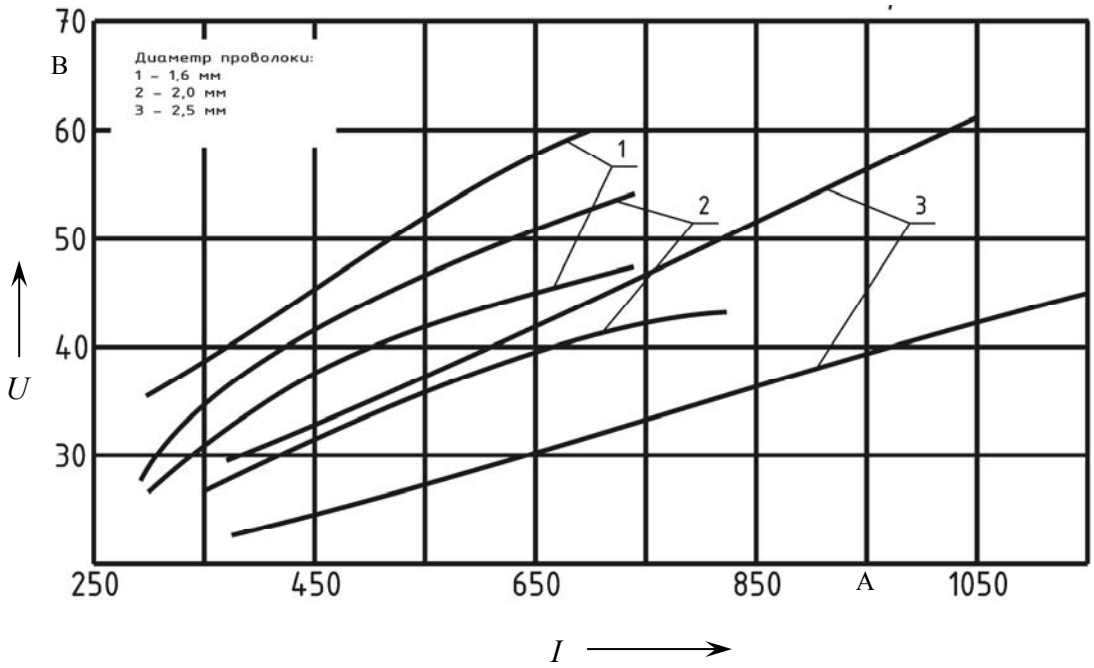

Рис. 3. Области оптимальных режимов сварки проволоками диаметрами 1,6–2,5 мм.

Величина вылета электродной проволоки оказывает существенное влияние на производительность процесса сварки и параметры шва. Увеличение вылета электрода повышает эффективность процесса, способствует рациональному использованию тепла от нагрева проволоки на вылете. Одновременно уменьшается глубина проплавления. Возникают затруднения и в зажигании дуги – наблюдаются взрывы

и выбросы кусочков проволоки.

Производительность процесса сварки при увеличении вылета может быть повышена в 1,5–3,5 раза по сравнению со сваркой на коротких вылетах.

Применение сварки на повышенных плотностях тока требует заполнения кратера шва металлом. С этой целью в конце сварки изменяли ток, напряжение дуги и скорость сварки. При этом определено, что раздельное плавное уменьшение исследуемых факторов режима не позволяет полностью заварить кратер. Уменьшение напряжения дуги и скорости сварки приводит к уменьшению длины кратера, но увеличению его ширины. Уменьшается глубина кратера с уменьшением скорости подачи сварочной проволоки от номинальной до нуля. Однако и в этом случае конец шва имел ослабленное усиление.

Качественная заварка кратера возможна при переходе в конце сварки на меньшие значения тока, напряжения, скорости сварки. Программное управление режимом сварки позволяет решить эту задачу.

Применительно к полуавтоматической сварке исследовалась возможность заварки кратера с помощью возвратно-эллиптических манипуляций концом электрода. Этот способ позволяет осуществить заварку кратера, но при этом необходимо не допускать растягивания дуги путем отвода держателя от изделия, т. к. в этом случае ухудшается защита расплавленного защитным газом. Решается данная задача применением двухрежимных полуавтоматов или программированием [6]. Проведенные исследования показывают, что изменением основных параметров режима сварки можно получить требуемые производительность процесса и характер переноса электродного металла, а также качественное формирование сварных швов при минимальных потерях.

Характер плавления и переноса электродного металла влияет на интенсивность протекания физических и химических процессов при взаимодействии металлической и газовой фаз. Изменяются технологические характеристики – производительность сварки, разбрызгивание, формирование швов и т. д.

Перенос электродного металла в сварочную ванну через газовую среду осуществляется в виде капель и паров. Размер переносимых капель может быть различным и определяется режимом сварки, защитной атмосферой, составом электродного металла и т. д. Уменьшение подвижности сварочной дуги, увеличение охвата дугой поверхности свариваемых деталей и измельчение переноса приводит к более равномерному по объему и более высокому нагреву капель [7]. Одновременно улучшается предварительный подогрев близлежащих к шву слоев металла, наблюдается более высокая температура поверхности сварочной ванны. Сила поверхностного натяжения снижается. Условия формирования шва улучшаются. Поэтому в большинстве случаев желателен мелкокапельный перенос.

В процессе образования капли на нее действуют силы, препятствующие и способствующие отрыву от торца электрода. Многочисленными исследованиями стран СНГ и зарубежных авторов установлены основные из них.

Сила поверхностного натяжения удерживает каплю на торце электрода в процессе ее формирования и зависит от легирующих элементов, окружающей каплю атмосферы, температуры и т. д.

Основные легирующие элементы проволоки для сварки в среде углекислого газа малоуглеродистых и низколегированных сталей – углерод, кремний, марганец. Кремний в количестве 0,17–0,5 % снижает, а в других – увеличивает поверхностное натяжение. Влияние марганца на поверхностное натяжение выражается кривой с максимумом при 0,8 %. Однако изменение содержания кремния и марганца ограничивается. Их соотношение и количество определяют металлургические процессы, протекающие при сварке, качество сварных швов.

Двоякое влияние на величину по-

верхностного натяжения оказывает содержание углерода. Увеличение или уменьшение углерода от 0,20 % снижает поверхностное натяжение. При этом повышение содержания углерода в металле швов приводит к образованию в них горячих трещин, а слишком заниженные – к потере прочностных свойств. Последнее может быть скомпенсировано дополнительным легированием проволоки соответствующими элементами. Следовательно, изменение содержания углерода в проволоке в разумных пределах может изменить характер переноса, разбрызгивания, формирование швов.

В зарубежных и странах СНГ проводились исследования в области разработки новых проволок для сварки в среде углекислого газа за счет дополнительного легирования такими элементами, как титан, никель, молибден, цирконий и др. Это позволяет стабилизировать горение дуги, повысить эксплуатационные характеристики сварных узлов. Такой путь удорожает сварочную проволоку и требует затрат дефицитных материалов.

В работах исследователей проверено влияние предварительного нанесения элементов – активаторов на поверхность сварочной проволоки в виде солей бария, калия, лития и др. Известно, что щелочные и щелочно-земельные металлы обладают способностью заполнять свободные связи на поверхности жидкости, тем самым ослаблять связь поверхностных атомов и молекул между собой. Резко изменяется эмиссия с катода, увеличивается площадь активного пятна, снижается плотность тока. Это уменьшает отталкивающее действие электромагнитной силы, осевая составляющая которой способствует отрыву капли. Обнаруженное повышение температуры капли при этом способствует уменьшению поверхностного натяжения металла и размера капли. Скорость же расплавления электрода снижается. Последнее объясняется тем, что элементы-активаторы снижают работу выхода электронов. Перед катодом образуется электронное облако, которое, нейтрализуя сталкивающиеся с ним положительные ионы, уменьшает количество тепла, выделяющегося на катоде.

Оказывает влияние на процесс сварки состояние поверхности, способ изготовления проволоки [1].

Существенное влияние на перенос металла через дугу оказывает состав защитного газа. Положительно влияет кислород как активное вещество при сварке в смесях газов. К таким смесям следует отнести смеси: углекислого газа и кислорода, аргона; углекислого газа и кислорода, аргона и углекислого газа, аргона и кислорода.

Изменение состава защитного газа влияет на интенсивность охлаждения дуги, эффективный потенциал ионизации дугового промежутка и его температуру. При сварке на прямой полярности в среде многоатомных газов значительное количество тепла расходуется на диссоциацию. В результате – сжатие дуги, высокая подвижность катодного пятна, не охватывающего всю поверхность торца электрода. Это сказывается на величине и направлении электромагнитных сил, повышении реактивного давления паров, действующих на каплю. Перенос становится беспорядочным, потери металла увеличиваются, ухудшается формирование шва.

Влияет на характер переноса электродного металла и химическое взаимодействие капли с газовой фазой. В литературе рассматривается в основном окисление углерода.

Мнения исследователей о роли окисления углерода противоречивы. Одни считают, что образование пузырьков углекислого газа внутри капель является определяющим фактором в переносе металла, другие отводят этому процессу второстепенную роль [8]. Экспериментально в [9] показано, что: окисление углерода происходит в основном на поверхности капель; реактивное давление окиси углерода вызывает деформирование капли, отталкивание от ванны; увеличивается подвижность капли

на электроде и разбрызгивание металла; масса переходящих капель изменяется незначительно.

Положительное влияние на качество сварки оказывает подача в зону дуги вместе с защитным газом специального флюса, закладывание в разделку перед сваркой металлической крупки, обрезков прутков проволоки, электродов основного типа или подача дополнительной проволоки в зону дуги. При этом изменяется распределение теплового баланса в дуге, повышается производительность, улучшается качество швов.

При данных режимах сварки и конкретной защитной атмосфере перенос металла зависит от вылета электрода и его диаметра [10].

Увеличение вылета электрода позволяет рационально использовать нагрев вылета проходящим током. Теплосодержание капель уменьшается, а размер их, время пребывания на торце электрода и производительность расплавления увеличиваются. Так как повышенное количество электродного металла наплавляется, возможны наплывы, ухудшение формы шва. Это происходит при недостаточном прогреве поверхности свариваемых деталей.

Уменьшение диаметра электродной проволоки увеличивает температуру капель, охват дугой торца электрода, снижает силы, удерживающие капли. Перенос электродного металла измельчается.

При сварке без коротких замыканий для улучшения переноса металла через дугу используются способы искусственного сбрасывания капель с торца электродной проволоки. Для этой цели пригодна вибрация или предложенная ВНИИАВТОГЕНМАШем для сварки пульсирующая подача электродной проволоки.

Уменьшается разбрызгивание и улучшается перенос капель через дугу при применении сечения проволоки с заранее сформированными каплями.

Положительный эффект в отношении переноса и разбрызгивания получен при применении магнитных методов управления сварочными процессами.

Рассмотренные электрические и неэлектрические способы улучшения процесса сварки в большей или меньшей степени применяются в промышленности. Для более широкого применения требуется учитывать специфику данного производства, форму и конструкцию свариваемых узлов и т. д.

Выводы

1. Изменением состава защитной атмосферы, диаметра электродной проволоки, режимов сварки можно в определенных пределах воздействовать на качественные показатели процесса сварки: формирование швов, перенос электродного металла и разбрызгивание. Минимальные и примерно равные потери металла наблюдаются в широком диапазоне оптимальных соотношений плотностей тока напряжения на дуге.

2. Сварка в смесях газов имеет преимущества перед сваркой в углекислом газе. Изменение степени диссоциации защитного газа влияет на стабильность горения дуги, ее форму. Дополнительное введение в защитный газ кислорода интенсифицирует выгорание углерода в поверхностном слое, снижает силы поверхностного натяжения, измельчает капли электродного металла и способствует улучшению формирования швов.

3. При сварке без коротких замыканий дугового промежутка применение искусственного сбрасывания капель с торца электрода, вибрации и пульсирующей подачи электродной проволоки, проволоки переменного сечения, магнитных методов позволяет значительно снизить потери металла и улучшить процесс переноса капель через дугу.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Потапьевский, А. Г.** Сварка в защитных газах плавящимся электродом / А. Г. Потапьевский. – М.. : Машиностроение, 1974. – 240 с.

2. **Новожилов, Н. М.** Основы металлургии дуговой сварки в газах / Н. М. Новожилов. – М. : Машиностроение, 1974. – 231 с.

3. Сварка в углекислом газе проволокой диаметром 2,5 мм / В. М. Белоконь [и др.] / Сварочное производство. – 1974. – № 1. – С. 43–44.

4. **Белоконь, В. М.** Качество сварки плавлением при различных составах защитного газа и сварочной проволоки / В. М. Белоконь // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2008. – № 4. – С. 62–69.

5. **Лесков, Г. И.** Электрическая сварочная дуга / Г. И. Лесков. – М. : Машиностроение, 1970. – 335 с.

6. **Потапьевский, А. Г.** Сварка в углекислом газе с программированием режима / А. Г. Потапьевский, В. Я. Лаврищев, М. П. Дайнеко / Автоматическая сварка. – 1972. – № 4. – С. 44–46.

7. **Походня, И. К.** Газы в сварных швах / И. К. Походня. – М. : Машиностроение, 1972. – 256 с.

8. **Мазель, А. Г.** Технологические свойства электросварочной дуги / А. Г. Мазель. – М. : Машиностроение, 1969. – 178 с.

9. **Ерохин, А. А.** Основы сварки плавлением / А. А. Ерохин. – М. : Машиностроение, 1973. – 448 с.

10. **Куликов, В. П.** Технология и оборудование сварки плавлением и термической резки / В. П. Куликов. – Минск : Экоперспектива, 2003. – 412 с.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 21.12.2008

V. M. Belokon

The quality of the gas shielding welding process

The paper considers the problems connected with the welding quality in shielding gases. The influence of the composition of the protective atmosphere, the diameter of the electrode wire, the welding conditions on the electrode metal transfer and sputtering has been studied. It has been shown that welding in the mixture of shielding gases has some advantages over welding in carbon dioxide. Additional input of oxygen into the shielding gas increases carbon burning in the surface layer, lowers surface tension forces, breaks electrode metal drops and improves weld formation. In welding without short circuits of the arc gap, magnetic methods, wires with changeable diameters and electrode vibrations decrease losses and improve metal transfer across the arc.

УДК 621.787:621.91

С. Н. Близнюк, А. М. Довгалев, канд. техн. наук, доц.

УПРУГОСИЛОВОЙ МЕТОД КОМБИНИРОВАННОЙ ОБРАБОТКИ РЕЗАНИЕМ И ППД

В работе выполнен анализ существующих схем совмещенной обработки резанием и ППД и показана роль режущего и деформирующего инструментов в формировании точностных и качественных характеристик обработки. Обоснован упругосиловой метод комбинированной обработки, позволяющий использовать упругие свойства технологической системы для повышения точности формообразования. Приведены результаты исследований размерной и геометрической точности обработки цилиндрических поверхностей.

Важнейшей задачей для машиностроителей является повышение производительности механической обработки на основе применения комбинированных методов обработки, позволяющих операции формообразования и обеспечения качественных характеристик поверхностного слоя детали совместить в один технологический переход [1].

Одним из эффективных методов комбинированной обработки является совмещенная обработка резанием и поверхностным пластическим деформированием (ППД), позволяющая в 2–3 раза увеличить производительность механической обработки, повысить усталостную прочность, контактную выносливость и износостойкость упрочненных деталей. При этом обеспечивается шероховатость поверхности Ra 0,63…0,10 мкм, упрочнение поверхностного слоя на глубину до 12 мм, в поверхностном слое детали формируются благоприятные напряжения сжатия [2–4].

В развитие методов совмещенной обработки резанием и ППД большой вклад внесли работы П. С. Чистосердова, Г. М. Азаревича, А. М. Кузнецова, В. М. Смелянского, Ю. Г. Шнейдера и их учеников [2–6].

Известные схемы совмещенной обработки резанием и ППД в зависимости от функций, выполняемых режущим и деформирующим элементами, условно можно разделить на три группы.

Первая группа. Режущий элемент комбинированного инструмента в процессе обработки осуществляет снятие с детали припуска на обработку и обеспечивает точность размера формируемой поверхности. Деформирующий элемент при этом прижимается силой деформирования к обрабатываемой поверхности посредством пружины, осуществляет ее поверхностное пластическое деформирование и формирует требуемые качественные характеристики поверхностного слоя.

Эти схемы совмещенной обработки, реализующиеся на станках токарной группы, обеспечивают точность обработки по 8–9 квалитетам и позволяют осуществлять отделочно-упрочняющую обработку гладких цилиндрических поверхностей [2].

Вторая группа. Точность размеров обрабатываемой поверхности и качественные характеристики поверхностного слоя обеспечивают деформирующие элементы. При этом деформирующие элементы установлены «жестко» к обрабатываемой поверхности и настроены на размер обработки. В процессе поверхностного пластического деформирования поверхности деформирующие элементы образуют перед собой волну деформированного металла высотой h. Режущий элемент подрезает волну деформированного металла и тем самым обеспечивает постоянный натяг деформирования по длине обработки и стабильные качественные характеристики

упрочненного поверхностного слоя [5].

Методы совмещенной обработки этой группы разработаны относительно недавно и находят применение для упрочнения поверхностей маложестких валов с прямолинейной образующей.

Третья группа. Режущий и деформирующий элементы обеспечивают точность размеров, а деформирующий элемент одновременно осуществляет формирование качественных характеристик упрочняемого слоя детали. Схемы совмещенной обработки третьей группы используются для упрочняющей обработки внутренних поверхностей вращения с помощью комбинированного инструмента, содержащего корпус, резец и жесткий раскатник. При этом точность обработки соответствует 8–9 квалитетам [2, 3].

Таким образом, анализ существующих схем совмещенной обработки показывает, что они находят применение для упрочнения наружных и внутренних поверхностей вращения, а также плоских деталей, имеющих прямолинейную образующую. Совмещенная обработка резанием и ППД цилиндрических шеек ступенчатых валов затруднена или невозможна. Это связано с последовательностью вступления в работу режущего и деформирующего инструментов и наличием расстояния между их вершинами. В результате в конце рабочего хода, когда режущий инструмент доходит до торцовой поверхности ступени вала, на обрабатываемой шейке имеется участок, не упрочненный деформирующим инструментом. Кроме того, последовательное вступление в работу режущего, а затем деформирующего инструментов приводит к нагружению технологической системы силой деформирования в тот момент, когда режущий инструмент снимает с детали припуск на обработку. Возникающие под действием силы деформирования упругие отжатия элементов системы изменяют размер динамической настройки режущего инструмента и снижают точность формообразования поверхности.

Вместе с тем в автомобильной промышленности и сельхозмашиностроении в номенклатуре изготавливаемых деталей большую часть составляют ступенчатые валы, имеющие высокоточные цилиндрические поверхности различной ширины, в том числе шейки под подшипники.

На основе изложенного разработка новых высокопроизводительных методов совмещенной обработки резанием и ППД высокоточных цилиндрических поверхностей, в том числе шеек под подшипники, на станках токарной группы является актуальной задачей, т. к. позволяет исключить из технологических процессов изготовления валов операции шлифования шеек и существенно снизить себестоимость их изготовления [7].

Для решения поставленной задачи был разработан упругосиловой метод комбинированной обработки резанием и ППД высокоточных шеек валов, позволяющий использовать упругие свойства технологической системы для повышения размерной и геометрической точности [7, 8].

Метод осуществляют специальным упрочняющим инструментом, содержащим корпус 1, деформирующий элемент 2, подшипниковую опору 3, валик 4, ползун 5, ограничитель 6, силовую пружину 7, винт 8, гайку 9, упор 10, контргайку 11. Для реализации метода в условиях автоматизированного производства в системе управления предусмотрены: исполнительный механизм 12; устройство усиления 13; сравнивающее устройство 14; задающее устройство 15; датчик упругих перемещений 16; датчик измерения силы деформирования 17. Корпус 1 упрочняющего инструмента устанавливают в резцедержателе 18, а резец 19, имеющий прямолинейную режущую кромку 20, – в державке 21, жестко соединенной со станиной станка (рис. 1).

Обрабатываемую деталь 22 закрепляют в центрах 23 станка. Режущий инструмент 19 и упрочняющий инструмент располагают с диаметрально про-

тивоположных сторон обрабатываемой шейки 24 детали 22. Прямолинейную образующую 20 режущего инструмента 19 размещают параллельно обрабатываемой шейке 24 на расстоянии N от оси 25 центров станка, величину которого определяют из соотношения

$$N = \frac{D_{ср}}{2} + y, \qquad (1)$$

где $D_{ср}$ – средний диаметр обработки, мм;

$$D_{ср} = (D_{\max} + D_{\min})/2;$$

где $D_{\max}$, $D_{\min}$ – наибольший и наименьший допустимые размеры обрабатываемой шейки соответственно, мм; y – величина упругого смещения центров станка в направлении режущего инструмента под действием номинальной величины силы деформирования, мм.

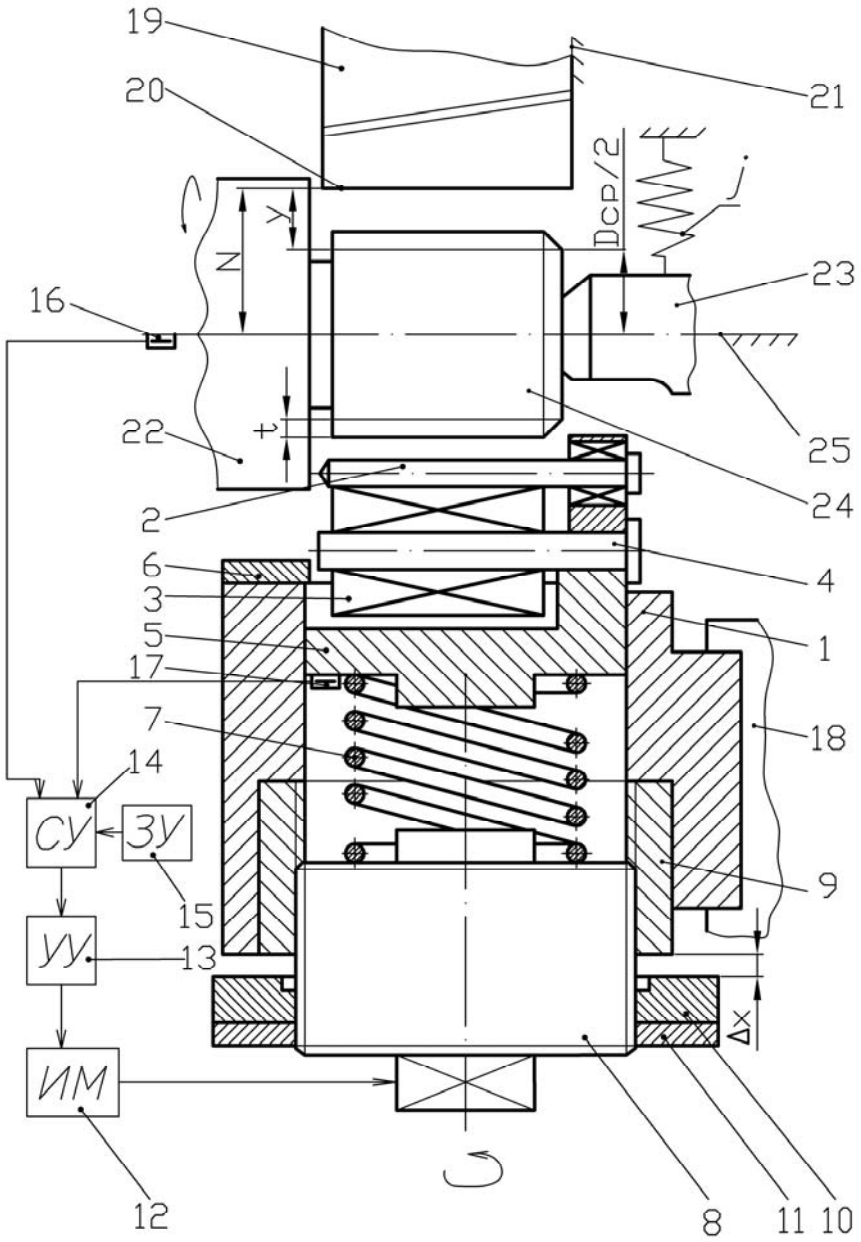

Рис. 1. Схема расположения элементов технологической системы до обработки

Величину упругого смещения центров станка под действием номинальной величины силы деформирования определяем из выражения

$$y = \frac{P_{деф.н}}{j}, \qquad (2)$$

где j – жесткость центров станка, Н/мм; $P_{деф.н.}$ – номинальная величина силы деформирования, Н.

Подставив значение (2) в выражение (1), окончательно получим величину размера N статической настройки режущего инструмента:

$$N = \frac{D_{ср}}{2} + \frac{P_{деф.н}}{j}. \qquad (3)$$

Детали 22 сообщают вращение. Нагружают деталь 22 силой деформирования, увеличивая ее до номинального значения. Исполнительный механизм 12 поворачивает винт 8 инструмента и осуществляет сжатие силовой пружины 7. Пружина 7, сжимаясь, смещает ползун 5 и обеспечивает деформирующему элементу 2 радиальное перемещение. Деформирующий элемент 2 входит в контакт с обрабатываемой поверхностью шейки 24 и осуществляет ее поверхностное пластическое деформирование. При этом изменение величины силы деформирования и упругое смещение детали 22 контролируют соответственно датчики 17 и 16. Показания датчиков 16 и 17, преобразованные в электрические сигналы, поступают в сравнивающее устройство 14, где электрические сигналы сравниваются с эталонными сигналами задающего устройства 15. Исполнительный механизм 12 в соответствии с величиной и знаком сигнала рассогласования изменяет величину силы деформирования и скорость упругого смещения детали 22 в направлении режущего инструмента 19. По мере увеличения силы деформирования возрастает значение упругого смещения детали 22 на режущий инструмент 19. В определенный момент времени резец 19 касается обрабатываемой шейки 24 и начинает снимать припуск на обработку. Происходит совмещенная обработка шейки 24 резанием и ППД. В момент совмещения во времени процессов резания и поверхностного пластического деформирования исполнительный механизм 12 переходит на новый режим работы и, в соответствии с программой задающего устройства 13, обеспечивает упругое смещение обрабатываемой детали 22 со скоростью V. Скорость V упругого смещения детали 22 выбирают в зависимости от свойств обрабатываемого металла и характеристик режущего инструмента (рис. 2).

Когда сила деформирования достигает номинального значения $P_{деф.н.}$, упругое смещение детали 22 прекращается. Режущий инструмент снимает предусмотренный на обработку припуск и калибрует поверхность шейки 24 в размер $D_{ср.}$. С этого момента времени в контакте с обрабатываемой поверхностью шейки 24 находится только деформирующий элемент 2, осуществляющий окончательную отделочно-упрочняющую обработку.

Таким образом, все детали обрабатываемой партии нагружаются номинальной силой деформирования при одинаковой жесткости центров станка. Это приводит к стабилизации величины упругого смещения детали на режущий инструмент и повышению точности обработки [7].

С целью выявления точностных возможностей разработанного метода были проведены статистические исследования размерной и геометрической точности получения шеек обрабатываемых валов.

Для проведения эксперимента были взяты две партии валов: 50 шт. из стали 40Х (220–240 НВ) и 50 шт. из сплава Д16Т (90–100 НВ).

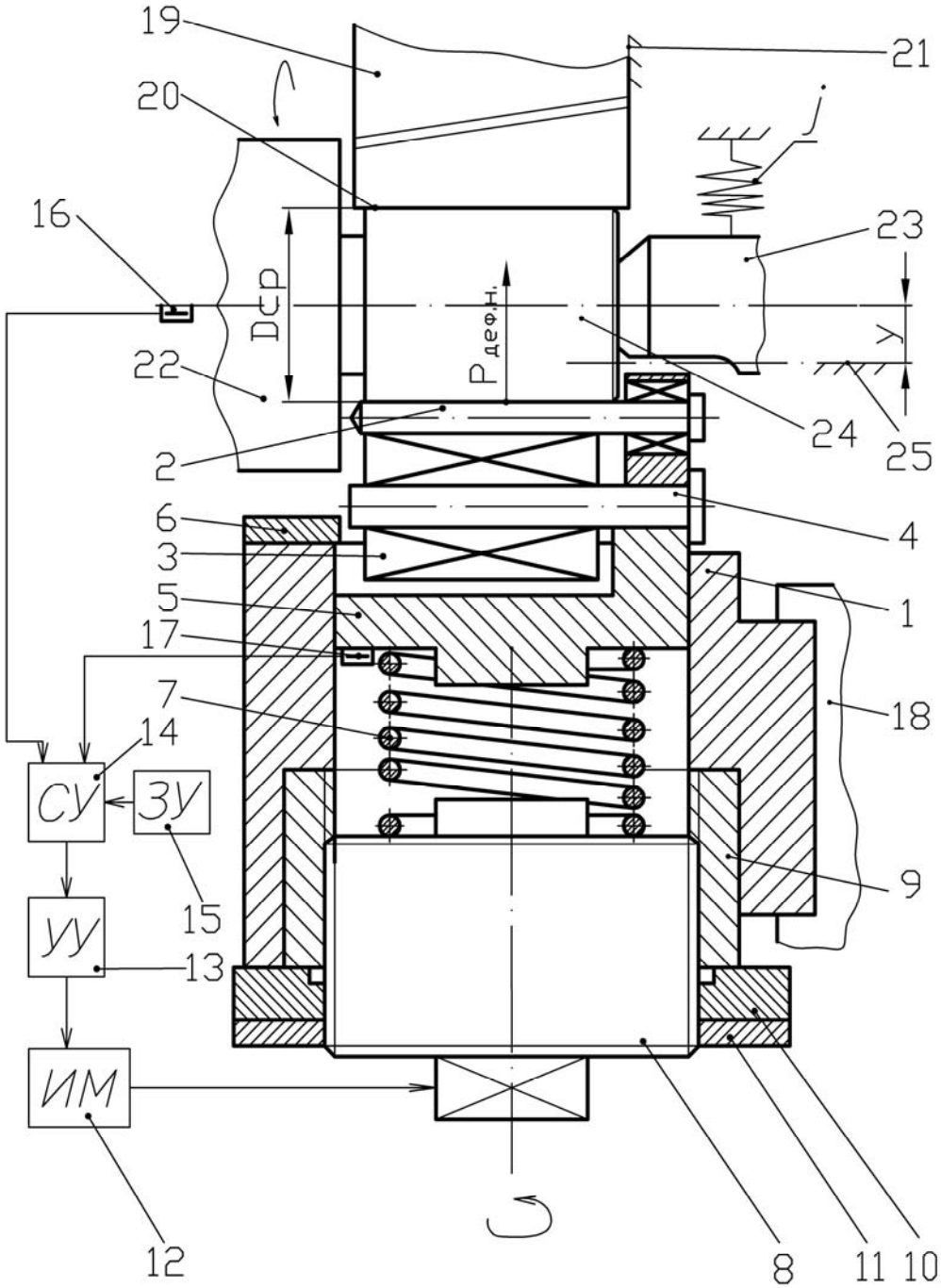

Рис. 2. Схема расположения элементов технологической системы после обработки

Обработку шеек валов по разработанному методу осуществляли на станке 16К20ПФ1. Размеры обрабатываемых заготовок: диаметр вала – 60 мм; длина вала – 200 мм; диаметр шейки вала до обработки – $41_{-0,210}$ мм (12 квалитет по СТСЭВ 144-75); длина обрабатываемой шейки – 30 мм; требуемый номинальный диаметр шейки вала после обработки $D_н$ – 40 мм.

В качестве режущего инструмента использовали призматический резец. Материал режущей части – Т15К6. Диаметр деформирующего ролика упрочняющего

инструмента – 3,5 мм, материал деформирующего ролика ШХ 15 (60–62 HRC). Для измерения диаметрального размера упрочненных шеек использовали скобу с отсчетным устройством с ценой деления 0,0005 мм. Базирование валов осуществляли в специальных невращающихся центрах с повышенной податливостью (j = 150 Н/мм).

Режимы обработки: скорость вращения детали $V_{дет.}$ = 80 м/мин; номинальная величина силы деформирования – 600 Н; припуск на обработку – 1 мм; охлаждение – эмульсия.

Размер статической настройки резца определяли по математической зависимости (3)

$$N = \frac{D_{ср}}{2} + \frac{P_{деф.н}}{j}.$$

При симметричном расположении поля допуска диаметрального размера имеем:

$$D_{ср} = D_{н} = 40 \text{ мм};$$

$$N = \frac{40}{2} + \frac{600}{150} = 20 + 4 = 24 \text{ мм}.$$

В экспериментальных условиях нагружение детали силой деформирования от нуля до номинального значения осуществляли в ручном режиме путем поворота винта «до упора», обеспечивая тем самым требуемую величину сжатия силовой пружины упрочняющего инструмента. При этом измерение упругих перемещений вала и силы деформирования не производили.

Согласно положениям математической статистики для каждой партии валов были построены эмпирические и теоретические кривые распределения диаметрального размера обработанных шеек и определены среднее арифметическое значение $\overline{X}$ и среднее квадратическое отклонение S [9, 10]:

– сталь 40Х: $\overline{X}_1 = 0,0001$ мм; $S_1 = 0,0040$ мм;

– сплав Д16Т: $\overline{X}_2 = 0,0005$ мм; $S_2 = 0,0025$ мм.

В результате обработки были обеспечены следующие квалитеты размерной точности по СТ СЭВ 144-75:

– сталь 40Х – 7 квалитет ($6S_1$ = 0,024 мм при допуске $\delta = 0,024$ мм);

– сплав Д16Т – 6 квалитет ($6S_2$ = 0,015 мм при допуске $\delta = 0,016$ мм).

Величину отклонения от круглости обработанных шеек валов измеряли с помощью кругломера «TOLYPOND-3». На основе положений математической статистики были построены эмпирические и теоретические кривые распределения отклонения от круглости шеек валов для каждой обрабатываемой партии (рис. 3).

Среднее арифметическое значение $\overline{R}$ и среднее квадратическое отклонение σ составили:

– сталь 40Х – $\overline{R}_1$ = 0,0095 мм, σ_1 = 0,008 мм;

– сплав Д16Т – $\overline{R}_2$ = 0,008 мм, σ_2 = 0,007 мм.

Точность геометрической формы обработанных шеек валов соответствовала следующим квалитетам точности:

– сталь 40Х – 8 квалитет ($\Delta R_1 = 0,028$ мм при допуске σ_1 = 0,038 мм);

– сплав Д16Т – 7 квалитет ($\Delta R_2 = 0,024$ мм при допуске σ_2 = 0,024 мм).

Выводы

Разработанный упругосиловой метод комбинированной обработки резанием и поверхностным пластическим деформированием позволяет осуществлять отделочно-упрочняющую обработку шеек ступенчатых валов.

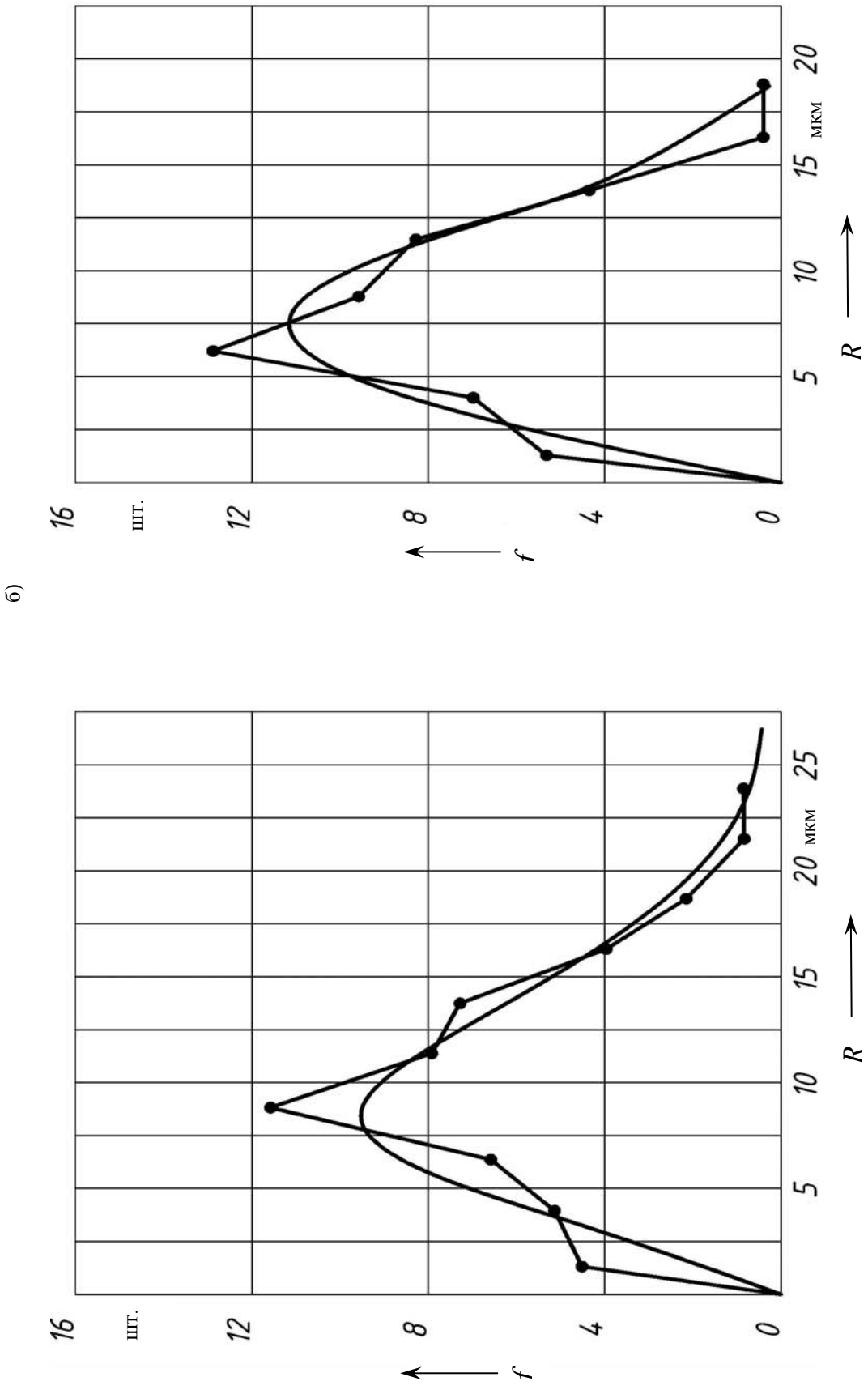

Рис. 3. Отклонение от круглости шеек валов: а – сталь 45; б – Д16Т

При реализации метода на станках токарной группы обеспечиваются 6–7 квалитеты размерной и 7–8 квалитеты геометрической точности формообразования цилиндрических поверхностей.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Маслов, А. Р.** Многооперационные станки и системы с ЧПУ / А. Р. Маслов. – М. : ИТО, 2006. – 223 с.

2. **Чистосердов, П. С.** Комбинированные инструменты для отделочно-упрочняющей обработки / П. С. Чистосердов. – Минск : Беларусь, 1977. – 124 с.

3. **Чистосердов, П. С.** Комбинированные инструменты для совмещения процессов резания и поверхностного пластического деформирования / П. С. Чистосердов. – Минск : НИИмаш, 1975. – 45 с.

4. **Чистосердов, П. С.** Комбинированные инструменты для обработки поверхностей пластическим деформированием / П. С. Чистосердов, Г. С. Жуковец. – М. : ЦНИИТЭстроймаш, 1973. – 75 с.

5. **Смелянский, В. М.** Особенности размерообразования при совмещенном обкатывании / В. М. Смелянский, В. А. Васильев // Автомобильная промышленность. – 1982. – № 3. – С. 28–30.

6. **Чистосердов, П. С.** Управление точностью обработки при совмещении процессов резания и ППД / П. С. Чистосердов // Вестн. машиностроения. – 1985. – № 11. – С. 17–18.

7. **Близнюк, С. Н.** Малооперационные технологии изготовления валов с применением совмещенной обработки резанием и ППД / С. Н. Близнюк, А. М. Довгалев // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии : материалы междунар. науч.-техн. конф. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2008. – С. 70.

8. **Довгалев, А. М.** Управление колебаниями при упругосиловом методе комбинированной обработки / А. М. Довгалев, С. Н. Близнюк // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии : материалы междунар. науч.-техн. конф. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2008. – С. 89.

9. **ГОСТ 11.004.** Прикладная статистика. Правила определения оценок и доверительных границ для параметров нормального распределения. – М. : Изд-во стандартов, 1981. – 20 с.

10. **ГОСТ 11006-74.** Правила проверки согласия опытного распределения с теоретическим. – М. : Изд-во стандартов, 1981. – 32 с.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 19.12.2008

S. N. Blizniuk, A. M. Dovgalev
Elastic force method of combined machining by cutting and surface plastic deformation

In the article the analysis of existing patterns of combined machining by cutting and surface plastic deformation is done, besides, the role of cutting and deformation tools in formation of accuracy and qualitative characteristics of machining is demonstrated. The article explains the elastic force method of combined machining which makes it possible to use technological system elastic characteristics for shaping accuracy increase. The results of analysis of dimensional and geometric accuracy of cylindrical surfaces machining are given as well.

УДК 621.865

Л. А. Борисенко, д-р техн. наук, проф.

КИНЕМАТИКА ПЛАНЕТАРНОГО РЕДУКТОРА С ПАЛЬЦЕВЫМ КАРДАНОМ

В статье приводятся результаты математического моделирования кинематики кардана в планетарном механизме схемы K-H-V с малой разностью чисел зубьев сателлита и опорного колеса. На основе теории пространственных поворотов составлена модель кардана и произведено численное моделирование его кинематики. Проведено экспериментальное моделирование работы пальцевого кардана в зубчатом планетарном механизме. Результаты исследования могут быть использованы в многочисленных приложениях, в том числе в циклоидальных редукторах, в планетарных передачах и т. д., что позволит значительно упростить технологию их изготовления и удешевить производство.

Накопленный к настоящему времени опыт создания зубчатых планетарных редукторов по схеме K-H-V свидетельствует, что значительные затруднения возникают при проектировании и реализации механизма передачи движения между параллельными валами так называемого механизма W [1]. Сказанное справедливо для всех редукторов этого типа независимо от используемого вида зацепления, в том числе для новых видов редукторов с циклоидальным зацеплением, а также для планетарных механизмов с гибкими связями. Наибольшее распространение получил модифицированный механизм параллельных кривошипов, в котором функции реальных кривошипов выполняют пальцы с надетыми на них втулками, обкатывающиеся внутри цилиндрических отверстий. Разность диаметров втулок и отверстий равна удвоенному значению эксцентриситета входного вала. Палец, втулка и отверстие образуют две пары: одна пара образована втулкой и отверстием, а вторая – втулкой и пальцем. Первая пара является парой качения, а вторая – парой скольжения. Модифицированный механизм параллельных кривошипов содержит минимальное количество деталей, компактен в осевом направлении. Усилие, прилагаемое к зубчатым колесам, приложено в центре отверстий и не вызывает перекоса колес.

Однако механизм параллельных кривошипов, по существу, является механизмом шарнирного параллелограмма, для существования которого необходимо строгое равенство длин противоположных сторон параллелограмма. В противном случае при прохождении мертвого положения возникают большие заклинивающие усилия в подшипниках. Отсюда высокие требования к точности изготовления звеньев. В условиях реальных технологий изготовления деталей требуемой точности достичь трудно и это значительно удорожает стоимость всего изделия. Необходимо с высокой точностью изготовить корпусные детали, кроме того, точно расположить отверстия на шестерне, а также отверстия для пальцев на фланце выходного вала. Для прохождения мертвого положения необходимо использовать не два кривошипа, а более – три или четыре. Отсюда – увеличение числа точно выполняемых отверстий и пальцев, обычно до 8.

В ряде случаев для тех же целей используется крестовая муфта (муфта Ольдгейма). Основное преимущество крестовой муфты по сравнению с механизмом параллельных кривошипов состоит в том, что снимаются повышенные требования к точности изготовления деталей этого узла. Это достоинство вытекает из того, что крестовая муфта по своей сущности предназначена для компенсации несоосности валов. Не требуется точного расположения отверстий для запрессовки пальцев на сателлитах, а также на фланце выходного вала. В ме-

ханизме нет мертвого положения и соответственно нет заклинивающих усилий. Однако в крестовой муфте присутствуют поступательные пары, что усложняет конструкцию. Частота возвратно-вращательных движений втулок равна частоте вращения водила планетарного механизма, т. е. достаточно велика. Иногда для уменьшения трения используются роликовые поступательные пары, но это усложняет и удорожает механизм.

Общим недостатком описанных выше механизмов являются большие радиальные размеры. Возникающие конструктивные ограничения делают невозможным применение передач K-H-V в малогабаритных устройствах, используемых, например, в мехатронике.

Автором предложена и испытана на физических моделях и опытных образцах новая конструкция механизма W, которая защищена патентами РБ [3–5]. Похожее устройство, называемое игольчатым карданом, в свое время использовалось в автомобилях в карданных передачах [2].

Задачей настоящего исследования является построение математической модели новой конструкции механизма W и ее числовое моделирование. Решение задачи начинается с построения геометрической модели нового механизма W. На рис. 1 и 2 упрощенно представлена схема этого механизма. Механизм включает два пальцевых шарнирных узла 1 и 2 и стержень 3, поэтому далее он называется пальцевым карданом.

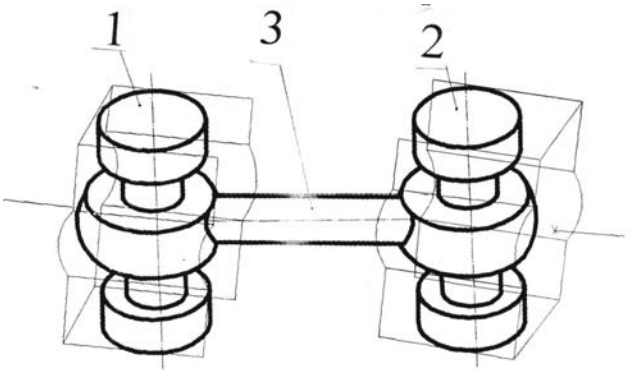

Рис. 1. Схема стержневого механизма W

На рис. 2 представлена схема планетарного механизма K-H-V с установленным пальцевым карданом. Особенность схемы состоит в том, что выходным звеном является колесо с внутренними зубьями, контактирующее с сателлитом. Эта схема выбрана из ряда других возможных схем механизма этого типа, поскольку она более удобна в методическом отношении для изучения кинематики пальцевого кардана. Здесь движение эксцентрикового вала 1 преобразуется в круговое поступательное движение сателлита 2, при этом сателлит удерживается от поворота карданным валом 3, выходная вилка которого неподвижна. Механизм в таком исполнении удобен для встраивания внутрь рабочего органа, например, в барабан транспортера или лебедки лифта. Переход от этой схемы к обычно используемым схемам с заторможенным колесом с внутренними зубьями, как будет показано в дальнейшем, не вызывает никаких затруднений.

Оба концевых шарнира стержневого карданного вала выполнены одинаково в виде сферических головок с пальцами. Здесь шарнир O_1 расположен соосно с входным валом, но это требование необязательно – он может быть расположен в

любом удобном месте, однако для того, чтобы избежать большого осевого перемещения сферических головок шарниров, должно соблюдаться условие, чтобы радиальное расстояние между центрами шарниров O_1 и O_2 равнялось эксцентриситету входного вала. В частности, такое решение используется в реализованном макете безазорной планетарной передачи, описание которой приведено в [6]. Фотография макета планетарного механизма, в котором использован пальцевый кардан, установленный соосно, представлена на рис. 3.

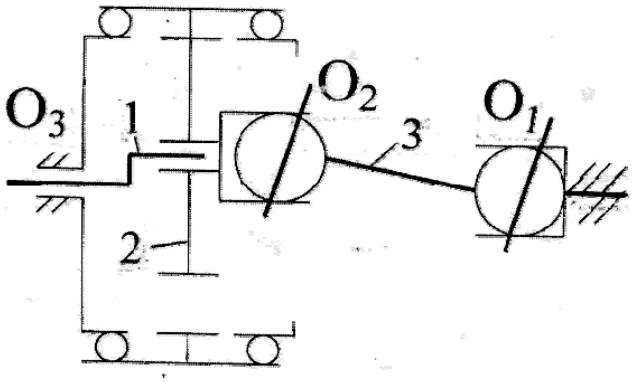

Рис. 2. Схема планетарного механизма K-H-V с круговым поступательным движением сателлита и пальцевым карданом

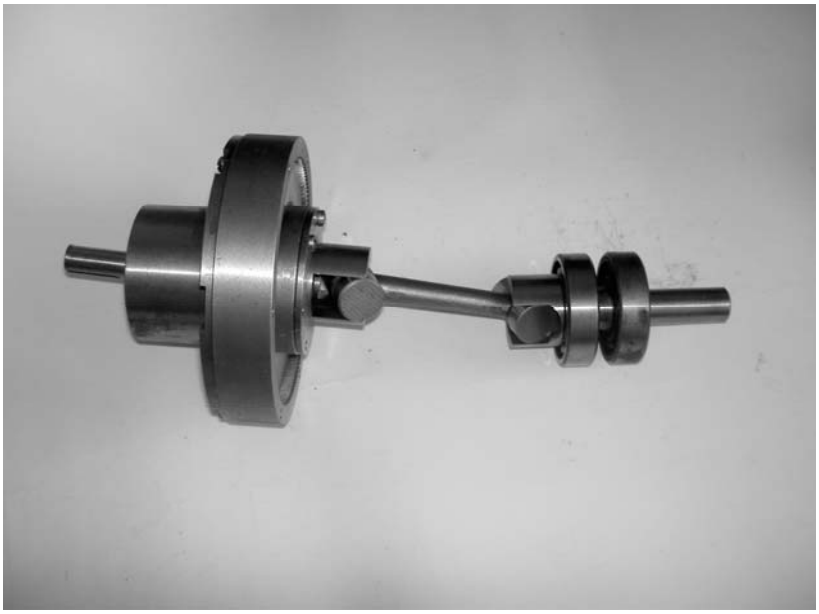

Рис. 3. Фотография макета планетарного механизма с пальцевым карданом

Одним из основных достоинств карданной передачи является то, что при ее использовании снижаются требования к точности выполнения основных деталей передачи, т. к. по своей природе механизм предназначен для компенсирования несоосности валов и допускает малые осевые перемещения, что благоприятно сказывается на динамике передачи и к тому же позволяет компенсировать возможные

неточности изготовления и монтажа без ущерба для точности самой передачи. Малые радиальные габариты расширяют диапазон возможностей применения планетарных механизмов схемы K-H-V.

Оси пальцев шарниров лежат в одной плоскости, а значит в одной плоскости располагаются прорези, в которых они размещаются. В механизме, схема которого представлена на рис. 2, сателлит совершает круговое поступательное движение, поэтому прорезь стакана на сателлите сохраняет свою ориентацию неизменной. Из условий налагаемых связей следует, что в любом положении сателлита поверхности прорези стакана на нем, в который входит шарнир O_2, параллельны поверхностям прорези на неподвижном стакане, в который входит шарнир O_1. В процессе движения ось стержня O_1O_2 описывает коническую поверхность.

В статье приводятся результаты математического моделирования кинематики этого механизма. При разработке математической модели использована теория пространственных поворотов, разработанная автором и изложенная в [7, 8]. Этот метод удобен для анализа сферических механизмов, к которым, в частности, относится и рассматриваемый здесь механизм W, и позволяет получить простые и удобные формулы.

На рис. 4 и 5 представлены расчетные схемы с введенными системами координат пальцевого кардана с концевыми шарнирами в виде сферических шарниров с пальцами. Отрезок O_2O_3 можно рассматривать как кривошип пространственного стержневого механизма $O_1O_2O_3$.

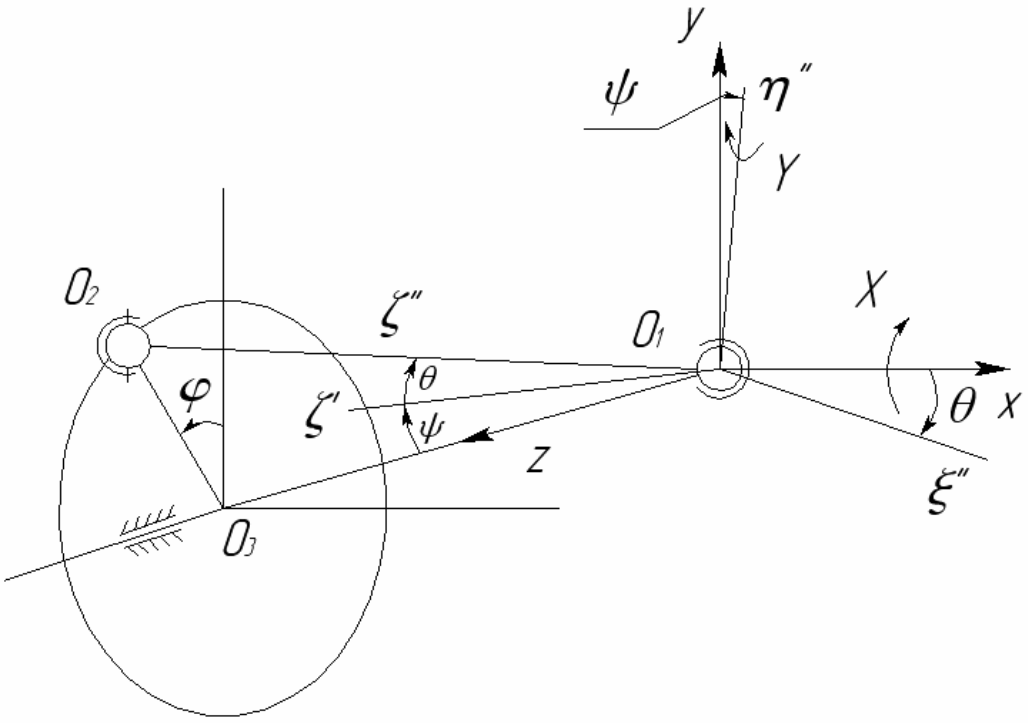

Рис. 4. Схема пальцевого кардана с преобразованиями связанной координатной системы в последовательности поворотов – сначала X-поворота на угол ψ, а затем Y-поворота на угол θ

В основе построения приведенных далее математических моделей лежит теория пространственных поворотов, изложенная в [7]. Все используемые далее определения и обозначения приводятся в соответствии с этим источником.

Как известно, произвольную ориентацию оси координатного триэдра

можно получить последовательным поворотом его вокруг двух осей. В данной задаче возможно два варианта решения этой задачи. В первом варианте повороты производятся вокруг осей, связанных с шарниром таким образом, что одна ось триэдра идет вдоль оси стержня O_1O_2, а другая – вдоль оси пальца шарнира O_1.

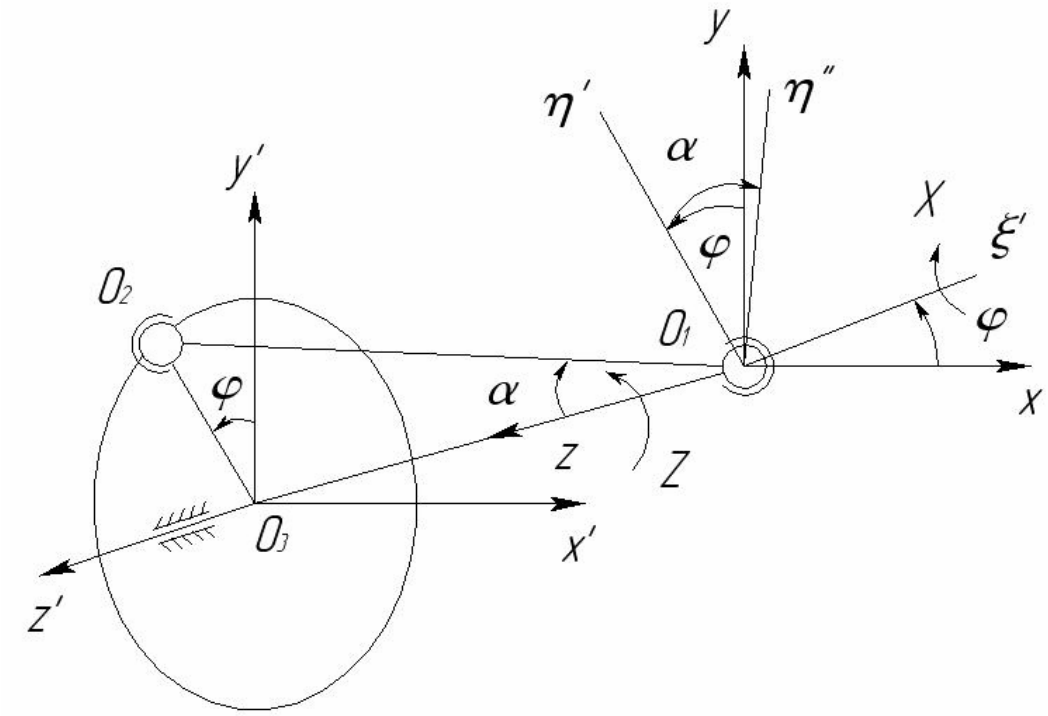

Рис. 5. Схема пальцевого кардана с преобразованиями связанной координатной системы в последовательности поворотов – сначала Z-поворота на угол φ, а затем X-поворота на угол α

Преобразование поворота в шарнире O_1, переводящее связанную систему кардана в положение, при котором ось ς совпадает с осью O_1O_2, описывается матрицей

$$\tau = \boldsymbol{X}_\psi \boldsymbol{Y}_\theta ,$$

где $\boldsymbol{X}_\psi$ и $\boldsymbol{Y}_\theta$ – матрицы элементарных поворотов вокруг осей x и y соответственно.

Выполнив подстановку выражений для матриц элементарных поворотов [7] и умножение матриц, получим

$$\tau = \begin{bmatrix} \cos\theta & 0 & \sin\theta \\ \sin\psi\sin\theta & \cos\psi & -\sin\psi\cos\theta \\ -\cos\psi\sin\theta & \sin\psi & \cos\psi\cos\theta \end{bmatrix}. \quad (1)$$

Третий столбец записанной выше матрицы представляет вектор, определяющий положение оси стрежня O_1O_2 или, что то же, оси ς в основной системе координат xyz. Величины углов ψ и θ неизвестны и их предстоит определить.

Для этого рассмотрим другое преобразование осей координатного триэдра, переводящее их в такое положение, при котором ось ς совпадает с осью стержня O_1O_2, путем выполнения последовательных поворотов системы координат, связанной со стержнем, в последовательности сначала на угол φ, а затем на угол α. Эти углы считаются известными. Угол φ – это угол поворота кривошипа O_2O_3, угол α – постоянный угол наклона стержня O_1O_2.

В таком случае матрица преобразования имеет вид:

$$\lambda = \boldsymbol{Z}_{\varphi}\boldsymbol{X}_{\alpha},$$

где $\boldsymbol{Z}_{\varphi}$ и $\boldsymbol{X}_{\alpha}$ – матрицы элементарных поворотов вокруг оси z на угол φ и оси x на угол α соответственно.

После выполнения процедуры умножения матриц получим

$$\lambda = \begin{bmatrix} \cos\varphi & -\sin\varphi\cos\alpha & \sin\varphi\sin\alpha \\ \sin\varphi & \cos\varphi\cos\alpha & -\cos\varphi\sin\alpha \\ 0 & \sin\alpha & \cos\alpha \end{bmatrix}. \quad (2)$$

Приравняв третьи столбцы матриц (1) и (2), получим выражения:

$$\sin\theta = \sin\varphi\sin\alpha, \quad (3)$$

$$\sin\psi\cos\theta = \cos\varphi\sin\alpha, \quad (4)$$

$$\cos\psi\cos\theta = \cos\alpha. \quad (5)$$

Формула (3) представляет одну из искомых зависимостей, а именно определяет угол поворота по координате θ в функции угла поворота φ через арксинус угла. Для определения вида функции угла поворота по координате ψ преобразуем формулы (4) и (5), возведя их в квадрат и сложив. В результате выполнения этих действий получим выражение

$$\cos\theta = \sqrt{(\cos^2\varphi\sin^2\alpha + \cos^2\alpha)}. \quad (6)$$

Подставив полученное выражение в (5), получим искомую зависимость, которая определяет угол ψ через арккосинус угла:

$$\cos\psi = \frac{\cos\alpha}{\sqrt{\cos^2\varphi\sin^2\alpha + \cos^2\alpha}}. \quad (7)$$

Для отыскания выражений для угловой скорости по соответствующим координатам следует продифференцировать полученные выражения по времени. После дифференцирования (3) получим

$$\dot{\theta} = \frac{\cos\varphi}{\cos\theta}\sin\alpha\,\dot{\varphi}. \quad (8)$$

После выполнения дифференцирования (5) получим выражение

$$\dot{\psi} = -\frac{tg\theta}{tg\psi}\dot{\theta}. \quad (9)$$

Для определения угловых ускорений по тем же координатам следует отыскать выражения для вторых производных .

После дифференцирования (8) получим выражение

$$\ddot{\theta} = \frac{-\dot{\theta}\sin\theta + \sin\varphi\,\dot{\varphi}}{\cos^2\theta}\sin\alpha\,\dot{\varphi}. \quad (10)$$

После двойного дифференцирования (5) получим выражение

$$\ddot{\psi} = (-\cos\psi\cos\theta((\dot{\psi})^2 + (\dot{\theta})^2) + 2\sin\psi\sin\theta\dot{\psi}\dot{\theta} - \cos\psi\sin\theta\ddot{\theta})/ / \sin\psi\cos\theta. \quad (11)$$

Заметим, что формулы (10) и (11) упрощены, в них отброшены слагаемые со вторыми производными от угла φ, поскольку предполагается равномерное вращение входного звена. Полученные формулы справедливы и для шарнира O_2, поскольку анализ показывает, что в нем происходят те же повороты на такие же углы, но в обратном порядке.

Приведенные выше формулы положены в основу алгоритма кинематического анализа пальцевого кардана. Они представлены в форме, которая предполагает численное моделирование на компьютере и последующий анализ результатов, поэтому в них фигурируют промежуточные переменные, вычисляемые на предыдущих этапах расчета.

Расчет произведен для реального изготовленного пальцевого кардана для планетарного механизма, фотография которого представлена на рис. 3.

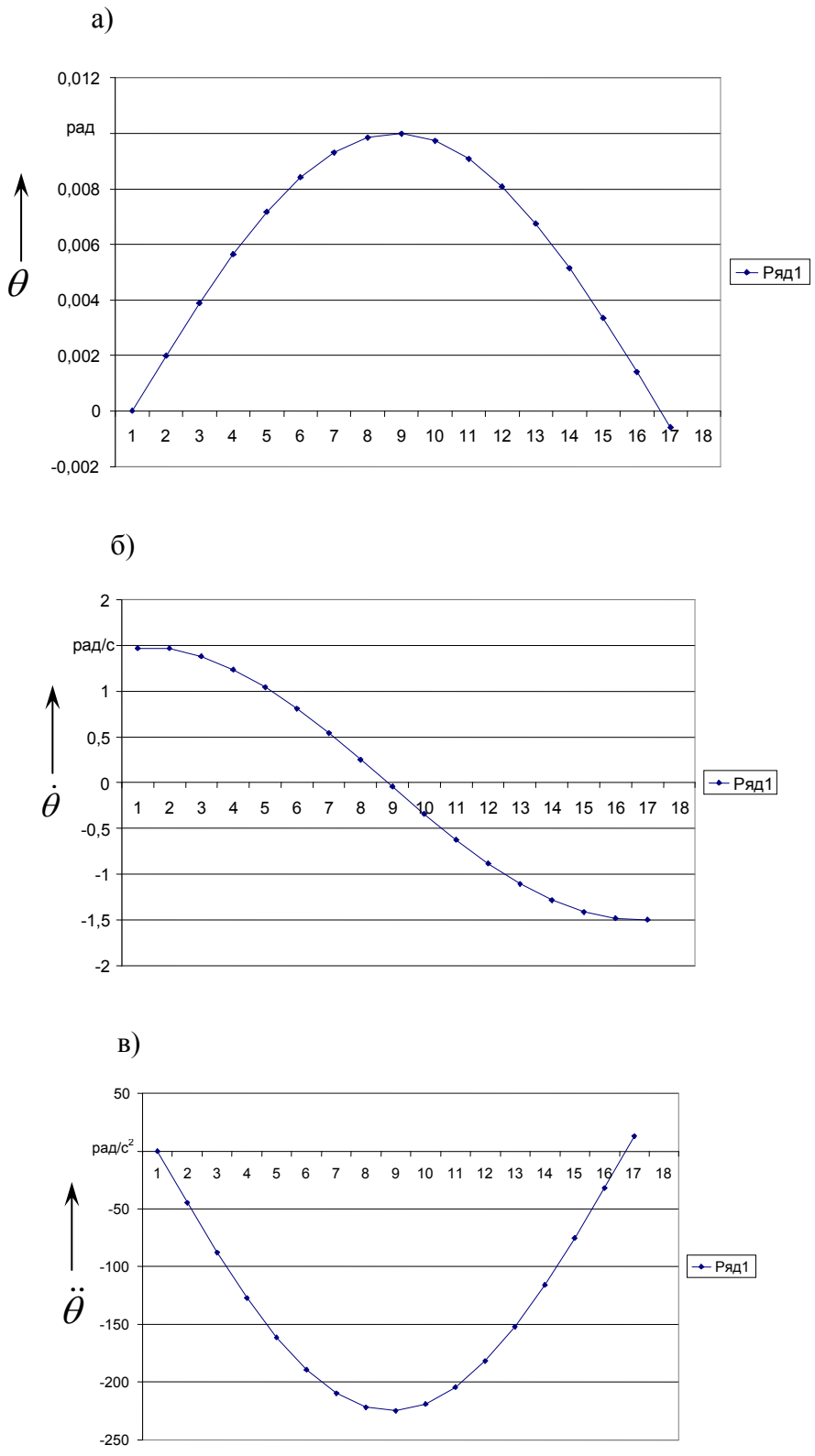

Рис. 6. Кинематические графики по координате θ: а – угол θ; б – угловая скорость $\dot{\theta}$; в – угловое ускорение $\ddot{\theta}$

В исходных данных принято: длина звена O_1O_2 равна 100 мм, эксцентриситет O_2O_3 равен 1 мм, угловая скорость входного вала -150 рад/с. На графиках (рис. 6) представлены результаты расчета по координате θ. По оси абсцисс отложен угол поворота эксцентрика O_2O_3, т. е. угол φ в пределах от 0 до 180°. Остальная часть в пределах 180–360° симметрична относительно оси абсцисс.

Соответствующие графики по координате ψ имеют подобный вид и для сокращения объема статьи здесь не приводятся.

Из анализа полученной в результате выполненного расчета информации видно, что закономерности изменения углов поворотов, угловой скорости и углового ускорения по координатам ψ и θ одинаковы и изменяются по закону, близкому к синусоидальному. Углы поворотов находятся в диапазоне от +0,01 рад до -0,01 рад, т. е. порядка 0,57 град, угловые скорости изменяются от +1,5 до -1,5 рад/с, угловые ускорения находятся в диапазоне от 0 до 220 рад/с^2. Полученные оценки позволяют судить об эффективности использования пальцевого кардана с назначенными параметрами.

Рассмотренная математическая модель пригодна и для анализа варианта схемы, когда ведомым является выходной вал, а колесо с внутренними зубьями заторможено (см. рис. 2). При этом относительные движения в кинематических парах стержневого кардана не изменяются и остаются справедливыми представленные выше формулы. Кроме того, данная модель справедлива и для обычного карданного вала с крестовинами.

Выводы

В статье приведены результаты теоретического и экспериментального исследования нового варианта механизма для передачи вращения от сателлита на выходной вал редуктора в планетарных механизмах схемы K-H-V. Исследовано принципиально новое исполнение механизма W в виде пальцевого кардана, не нашедшее пока применения в реальных конструкциях планетарных механизмов. Составлена математическая модель карданного механизма, которая может использоваться во многих приложениях. Применение пальцевого кардана снижает требования к точности изготовления деталей редуктора, не ухудшая эксплуатационных качеств. Предложенный механизм является более эффективным, чем используемые для тех же целей механизм крестовой муфты и механизм параллельных кривошипов, в котором происходит консольное нагружение пальцев, что порождает значительные конструктивные и технологические проблемы. Кроме того, применение пальцевого кардана позволяет расширить диапазон использования планетарных передач, выполненных по схеме K-H-V, упростить конструкцию и удешевить производство этого перспективного вида планетарных механизмов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Кудрявцев, В. Н.** Планетарные передачи / В. Н. Кудрявцев. – М. : Машиностроение, 1966. – 306 с.

2. **Веркер, А. Х.** Проектирование универсальных шарниров и ведущих валов / А. Х. Веркер, И. Р. Вагнер, Н. В. Вебстер. – Л. : Машиностроение, 199 . – 463 с.

3. **Пат. 4493 РБ, F 16 H 1/32.** Ременная планетарная передача / Л. А. Борисенко. – № 19980569 ; заявл. 15.06.98 ; опубл. 30.06.02. – 3 с.

4. **Пат. 4607 РБ, F 16 H 55/00.** Планетарная зубчатая передача / Л. А. Борисенко, А. А. Горшкова, И. В. Маевский. – № 20070888 ; заявл. 14.12.07 ; опубл. 30.08.08. – 3 с.

5. **Пат. 4250 РБ, F 16 H 55/00.** Планетарная передача с гибкой связью / Л. А. Борисенко, И. В. Маевский. – № 20070480 ; заявл. 29.06.07 ; опубл. 28.02.08. – 3 с.

6. **Борисенко, Л. А.** Исследование кинематики безлюфтовых планетарных передаточных механизмов для мехатронных модулей движения / Л. А. Борисенко [и др.] // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2007. – № 4. – С. 23–30.

7. **Борисенко, Л. А.** Манипуляторы. Механика поворотов / Л. А. Борисенко. – Минск : Тэхналогія, 2001. – 121 с.

8. **Борисенко, Л. А.** Механика манипуляторов : монография / Л. А. Борисенко. – Могилев : Белорус. -Рос. ун-т, 2006. – 212 с.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 01.02.2009

L. A. Borisenko
Kinematics of the planetary reduction gear with a pin cardan

The results of the mathematical modeling of the cardan joint kinematics in the planetary mechanism of K-H-V circuit with a little difference in teeth numbers of the satellite and the supporting wheel are given in the paper. The cardan model and numerical modeling of the cardan kinematics were made on basis of the spatial turn theory. The experimental work of the pin cardan in the gear planetary mechanism has been carried out. The results of the research can be used in different attachments including cycloidal reduction gears, precessional planetary drives, which will help considerably simplify their manufacturing technique and reduce their cost.

УДК 621.787:621.91

А. М. Довгалев, канд. техн. наук, доц., С. Н. Близнюк

ДИНАМИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ УПРУГОСИЛОВОГО МЕТОДА КОМБИНИРОВАННОЙ ОБРАБОТКИ РЕЗАНИЕМ И ППД

На основе динамической модели упругосилового метода комбинированной обработки получены аналитические зависимости для выбора рациональных динамических параметров технологической системы, обеспечивающих гашение вынужденных колебаний в системе и повышение геометрической точности формообразования цилиндрических поверхностей. Выведены математические зависимости для расчета амплитуд и фаз колебаний детали, деформирующего узла упрочняющего и режущего инструментов при различных динамических параметрах системы.

Для описания упругих перемещений детали, режущего и деформирующего инструментов представим технологическую систему в виде механической системы, состоящей из сосредоточенных масс, соединенных упругими и диссипативными связями. Максимально упрощая расчетную схему, принимаем ее как трехмассовую. При этом полагаем, что массы исследуемых объектов сосредоточены в центре масс, а деталь, режущий инструмент и деформирующий узел упрочняющего инструмента осуществляют плоское колебательное движение (рис. 1). Станину станка считаем жестким неподвижным телом.

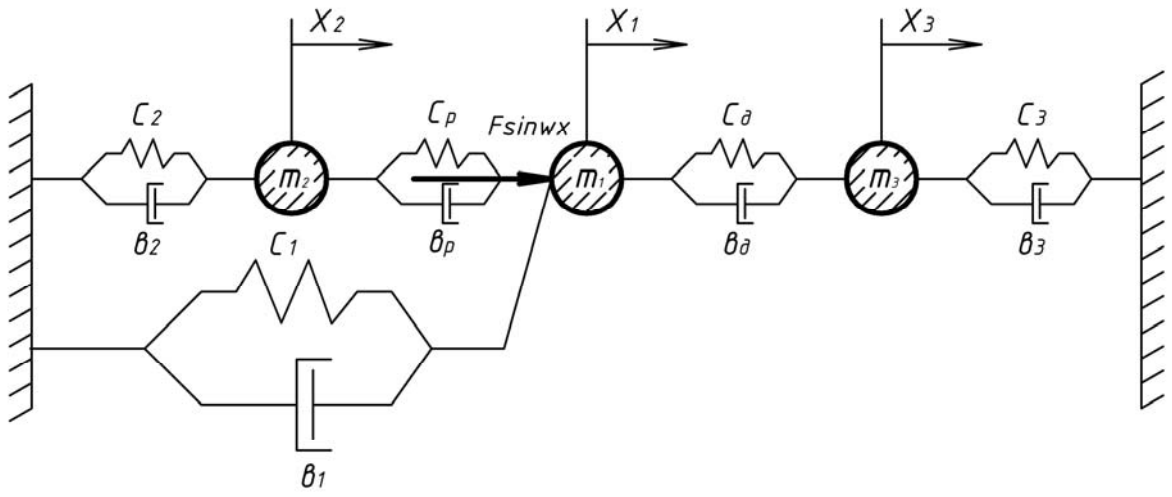

Рис. 1. Трехмассовая модель упругосилового метода комбинированной обработки резанием и ППД

В расчетной схеме используем следующие обозначения: m_1 – приведенная масса детали; m_2 – приведенная масса режущего инструмента; m_3 – приведенная масса деформирующего узла упрочняющего инструмента; c_1 – жесткость закрепления детали; c_2 – жесткость режущего инструмента; c_p – жесткость в зоне контакта детали и режущего инструмента; c_d – жесткость в зоне контакта детали и деформирующего инструмента; c_3 – жесткость деформирующего узла упрочняющего инструмента; $в_1$ – коэффициент демпфирования в месте

закрепления детали; $в_2$ – коэффициент демпфирования в месте закрепления режущего инструмента; $в_p$ – коэффициент демпфирования в зоне контакта детали и режущего инструмента; $в_d$ – коэффициент демпфирования в зоне контакта детали и деформирующего узла упрочняющего инструмента; $в_3$ – коэффициент демпфирования деформирующего узла упрочняющего инструмента; $F\ sin\omega t$ – возмущающая сила, действующая на деталь (результирующая возмущающей силы резания и деформирования за оборот детали).

За обобщенные координаты принимаем относительные перемещения масс, отсчитываемые от начала координат, расположенных в центре каждой массы.

Уравнения Лагранжа для рассматриваемой системы имеют вид:

$$\begin{cases} \dfrac{d}{dt}\left(\dfrac{\partial T}{\partial x_1}\right)-\dfrac{\partial T}{\partial x_1}=-\dfrac{\partial П}{\partial x_1}-\dfrac{\partial Ф}{\partial x_1}+Q\,x_1; \\ \dfrac{d}{dt}\left(\dfrac{\partial T}{\partial x_2}\right)-\dfrac{\partial T}{\partial x_2}=-\dfrac{\partial П}{\partial x_2}-\dfrac{\partial Ф}{\partial x_2}+Q\,x_2; \\ \dfrac{d}{dt}\left(\dfrac{\partial T}{\partial x_3}\right)-\dfrac{\partial T}{\partial x_3}=-\dfrac{\partial П}{\partial x_3}-\dfrac{\partial Ф}{\partial x_3}+Q\,x_3, \end{cases} \quad (1)$$

где T, $П$ и $Ф$ – кинетическая энергия, потенциальная энергия и функция рассеивания системы соответственно; Q_{x1}, Q_{x2}, Q_{x3} – обобщенные силы.

Запишем выражение для определения кинетической энергии системы:

$$T=\frac{1}{2}\left(m_1\dot{x}_1^2+m_2\dot{x}_2^2+m_3\dot{x}_3^2\right). \quad (2)$$

При постоянной жесткости упругих элементов потенциальная энергия определяется из следующего выражения:

$$П=\frac{1}{2}\Big[c_1x_1^2+c_p\left(x_2-x_1\right)^2+ +c_d\left(x_3-x_1\right)^2+c_3\left(x_2-x_3\right)^2+c_2x_2^2\Big]. \quad (3)$$

Функция рассеивания системы равна:

$$Ф=\frac{1}{2}\Big[b_1\dot{x}_1^2+b_p\left(\dot{x}_2-\dot{x}_1\right)^2+ +b_d\left(\dot{x}_3-\dot{x}_1\right)^2+b_3\left(\dot{x}_2-\dot{x}_3\right)^2+b_2\dot{x}_2^2\Big]. \quad (4)$$

Определим значение общих сил:

$$\delta x_1\neq 0;\quad \delta x_2=0;\quad \delta x_3=0;$$

$$Qx_1=\frac{\delta A_1}{\delta x_1}=\frac{F\sin\varpi t\cdot\delta\cdot 1}{\delta x_1}=F\sin\varpi t; \quad (5)$$

$$\delta x_1=0;\quad \delta x_2\neq 0;\quad \delta x_3=0;\quad Qx_2=0; \quad (6)$$

$$\delta x_1=0;\quad \delta x_2=0;\quad \delta x_3\neq 0;\quad Qx_3=0. \quad (7)$$

После подстановки в систему уравнений (1) вычисленных значений слагаемых запишем дифференциальные уравнения вынужденных колебаний масс в окончательном виде

$$\begin{cases} m_1\ddot{x}_1+\left(b_1+b_p+b_d\right)\dot{x}_1+\left(c_1+c_p+c_d\right)x_1- \\ -b_p\dot{x}_2-c_px_2-b_d\dot{x}_3-c_dx_3=F\sin\omega t; \\ m_2\ddot{x}_2+\left(b_2+b_p\right)\dot{x}_2+\left(c_2+c_p\right)x_2- \\ -b_p\dot{x}_1-c_px_1=0; \\ m_3\ddot{x}_3+\left(b_d+b_3\right)\dot{x}_3+\left(c_d+c_3\right)x_3- \\ -b_d\dot{x}_1-c_dx_1=0. \end{cases} \quad (8)$$

Найдем частное решение системы уравнений (8), соответствующее установившимся вынужденным колебаниям. С этой целью полагаем, что:

$$\begin{aligned} x_1&=A_1\sin\left(\omega t+\varphi_1\right); \\ x_2&=A_2\sin\left(\omega t+\varphi_2\right); \\ x_3&=A_3\sin\left(\omega t+\varphi_3\right). \end{aligned} \quad (9)$$

Исходя из последовательности вступления в работу режущего и деформирующего инструментов выбираем условия для частного решения системы уравнений (8), при которых обеспечивается гашение вынужденных колебаний в технологической системе [1].

1. В начале осуществления упругосилового метода комбинированной обработки, когда с поверхностью обрабатываемой шейки взаимодействует только деформирующий инструмент, предложено гашение колебаний в технологической системе обеспечить за счет выравнивания амплитуд колебаний детали и деформирующего узла упрочняющего инструмента и смещения фаз их колебаний на угол π:

$$A_1 - A_2 \sim 0; \quad \varphi_1 = \varphi_3 + \pi.$$

Минимизация колебаний детали обеспечивает плавное нагружение технологической системы силой резания при вступлении в работу режущего инструмента и приводит к повышению точности обработки.

Подставим значение $F\sin\omega t$ в следующем виде:

$$F\ sin\,\omega t = F\ sin\left[\left(\omega t + \varphi\right) - \varphi\right] = F\cos\varphi\, sin\left(\omega t + \varphi\right) - F\ sin\varphi cos\left(\omega t + \varphi\right). \quad (10)$$

Считаем, что

$$\varphi_1 = \varphi; \quad \varphi_3 = \varphi + \pi.$$

Решение уравнений (8) будем искать в следующем виде:

$$x_1 = A_1\ sin\left(\omega t + \varphi\right);$$
$$x_3 = -A_3\ sin\left(\omega t + \varphi\right). \quad (11)$$

Подставив в первое уравнение системы (8) параметры (11), запишем:

$$-m_1 A_1 \omega^2 sin\left(\omega t + \varphi\right) + \left(b_1 + b_p + b_d\right)\times \times A_1 \omega\, cos\left(\omega t + \varphi\right) + \left(c_1 + c_p + c_d\right)\times \times A_1 sin\left(\omega t + \varphi\right) + b_p A_2\, w\omega cos\left(\omega t + \varphi\right) + + c_p A_2 sin\left(\omega t + \varphi\right) + b_d A_3 w\omega cos\left(\omega t + \varphi\right) + + c_d A_3 sin\left(\omega t + \varphi\right) = F\cos\varphi\, sin\left(\omega t + \varphi\right) - - F\ sin\varphi cos\left(\omega t + \varphi\right).$$

При равенстве значений при $\cos\left(\omega t + \varphi\right)$ и $\sin\left(\omega t + \varphi\right)$ имеем:

$$-m_1 A_1 \omega^2 + \left(c_1 + c_p + c_d\right)A_1 + c_p A_2 + + c_d A_3 = F\cos\varphi;$$
$$b_d A_3 \omega + \left(b_1 + b_p + b_d\right)A_1 \omega + + b_p A_2 \omega = -F\ sin\varphi. \quad (12)$$

Аналогично запишем для третьего уравнения системы (8):

$$m_3 A_3 \omega^2\, sin\left(\omega t + \varphi\right) - \left(b_d + b_3\right)\times \times A_3 \omega cos\left(\omega t + \varphi\right) - \left(c_d + c_3\right)\times \times A_3\, sin\left(\omega t + \varphi\right) - b_d A_1 \omega cos\left(\omega t + \varphi\right) - - c_d A_1\, sin\left(\omega t + \varphi\right) = 0.$$

После преобразования запишем:

$$m_3 A_3 \omega^2 - \left(c_d + c_3\right)A_3 - c_d A_1 = 0;$$
$$b_d A_1 \omega + \left(b_d + b_3\right)A_3 \omega = 0. \quad (13)$$

Пусть $A_1 = A_2 = A_3 = A$. Тогда из уравнений (12) и (13) получаем математические выражения для определения рациональных параметров системы: жесткости закрепления детали; приведенной массы и коэффициента демпфирования деформирующего узла упрочняющего инструмента:

$$c_1 = m_1 \omega^2 - 2c_p - 2c_d - - ctg\,\varphi \cdot \omega \cdot \left(b_1 + 2b_p + 2b_d\right); \quad (14)$$

$$m_3 = \frac{2c_d + c_3}{\omega^2}; \quad (15)$$

$$b_3 = 2b_d. \quad (16)$$

2. При совмещенной обработке шейки вала резанием и поверхностным пластическим деформированием гашение колебаний в технологической системе обеспечивается при равенстве амплитуд колебаний детали, режущего инструмента и деформирующего узла упрочняющего инструмента, смещении фаз колебаний детали и режущего инструмента на угол π и сближении фаз колебаний детали и деформирующего узла упрочняющего инструмента:

$$A_1 - A_2 \sim 0; \quad A_1 - A_3 \sim 0;$$
$$\varphi_1 = \varphi_2 + \pi; \quad \varphi_1 - \varphi_3 \sim 0.$$

В этом случае достигается стабилизация размера динамической настройки режущего инструмента и повышение точности формообразования.

Решения уравнений (8) при этих условиях имеют вид:

$$c_1 = m_1 \omega^2 - 2c_p - ctg\,\varphi \cdot \omega \cdot (b_1 + 2b_p); \quad (17)$$

$$m_2 = \frac{2 \cdot C_p + C_2}{\omega^2}. \quad (18)$$

$$b_2 = 2b_p; \quad (19)$$

$$m_3 = \frac{2 \cdot c_3}{\omega^2}; \quad (20)$$

$$b_3 = 0. \quad (21)$$

3. В конце упругосилового метода комбинированной обработки, когда режущий инструмент снимет весь необходимый припуск на обработку, а в контакте с шейкой вала останется только деформирующий элемент, окончательно формирующий качественные характеристики поверхностного слоя, следует совместить фазы колебаний детали и деформирующего узла упрочняющего инструмента и выровнять по величине амплитуды их колебаний:

$$A_1 - A_3 \sim 0; \quad \varphi_1 - \varphi_3 \sim 0.$$

При этом обеспечивается постоянство натяга деформирования и, как следствие, повышение качественных характеристик упрочненной поверхности.

Решения уравнений системы (8) при данных условиях имеют вид:

$$c_1 = m_1 \omega^2 - 2c_p - ctg\,\varphi \cdot \omega \cdot (b_1 + 2b_p); \quad (22)$$

$$m_3 = \frac{2 \cdot c_3}{\omega^2}; \quad (23)$$

$$b_3 = 0. \quad (24)$$

Для определения параметров упругих перемещений детали, режущего и деформирующего инструментов при различных динамических параметрах, отличных от полученных в уравнениях (14)–(24), необходимо иметь общее решение системы (8). Общее решение уравнений системы (8) определим с помощью векторных диаграмм [3]:

$$\begin{aligned}
x_1 &= A_1 \cos(\omega t - \varphi_1);\\
x_2 &= A_2 \cos(\omega t - \varphi_2);\\
x_3 &= A_3 \cos(\omega t - \varphi_3);\\
\dot{x}_1 &= -\omega A_1 \sin(\omega t - \varphi_1) =\\
&= \omega A_1 \cos(\omega t - \varphi_1 + \frac{\pi}{2});\\
\dot{x}_2 &= -\omega A_2 \sin(\omega t - \varphi_2) =\\
&= \omega A_2 \cos(\omega t - \varphi_2 + \frac{\pi}{2});\\
\dot{x}_3 &= -\omega A_3 \sin(\omega t - \varphi_3) =\\
&= \omega A_3 \cos(\omega t - \varphi_3 + \frac{\pi}{2});\\
\ddot{x}_1 &= -\omega^2 A_1 \cos(\omega t - \varphi_1) =\\
&= \omega^2 A_1 \cos(\omega t - \varphi_1 + \pi);\\
\ddot{x}_2 &= -\omega^2 A_2 \cos(\omega t - \varphi_2) =\\
&= \omega^2 A_2 \cos(\omega t - \varphi_2 + \pi);\\
\ddot{x}_3 &= -\omega^2 A_3 \cos(\omega t - \varphi_3) =\\
&= \omega^2 A_3 \cos(\omega t - \varphi_3 + \pi).
\end{aligned} \quad (25)$$

После подстановки значений (25) в уравнения (8) получим

$$\begin{aligned}
&m_1\omega^2 A_1 \cos(\omega t - \varphi_1 + \pi) +\\
&+ (b_1 + b_p + b_d)\omega A_1 \times\\
&\times \cos(\omega t - \varphi_1 + \frac{\pi}{2}) +\\
&+ b_p \omega A_2 \cos(\omega t - \varphi_2 + \frac{3\pi}{2}) +\\
&+ b_d \omega A_3 \cos(\omega t - \varphi_3 + \frac{3\pi}{2}) +\\
&+ (c_1 + c_p + c_d) A_1 \cos(\omega t - \varphi_1) +\\
&+ c_p A_2 \cos(\omega t - \varphi_2 + \pi) +\\
&+ c_d A_3 \cos(\omega t - \varphi_3 + \pi) = F \cos \omega t.
\end{aligned} \quad (26)$$

$$m_2\omega^2 A_2 \cos(\omega t - \varphi_2 + \pi) + \\ + (b_2 + b_p)\omega A_2 \cos(\omega t - \varphi_2 + \frac{\pi}{2}) + \\ + b_p \omega A_1 \cos(\omega t - \varphi_1 + \frac{3\pi}{2}) + \\ + (c_2 + c_p)A_2 \cos(\omega t - \varphi_2) + \\ + c_p A_1 \cos(\omega t - \varphi_1 + \pi) = 0. \quad (27)$$

$$m_3\omega^2 A_3 \cos(\omega t - \varphi_3 + \pi) + \\ + (b_3 + b_d)\omega A_3 \cos(\omega t - \varphi_3 + \frac{\pi}{2}) + \\ + b_d \omega A_1 \cos(\omega t - \varphi_1 + \frac{3\pi}{2}) + \\ + (c_3 + c_d)\, A_3 \cos(\omega t - \varphi_3) + \\ + c_d A_1 \cos(\omega t - \varphi_1 + \pi) = 0. \quad (28)$$

На основе векторной диаграммы, представленной на рис. 2, запишем, что

$$F = F_1 - R, \quad (29)$$

где векторы F_1, F_2, F_3 и R сответственно равны:

$$F_1 = \sqrt{\begin{matrix}(b_1 + b_p + b_d)^2 A_1^2\omega^2 + \\ + \left[(c_1 + c_p + c_d)A_1 - m_1\omega^2 A_1\right]^2\end{matrix}}; \quad (30)$$

$$R = F_2^2 + F_3^2 - 2F_2F_3\cos\gamma'' = \\ = A_2^2(c_p^2 + b_p^2\omega^2) + A_3^2(c_d^2 + b_d^2\omega^2) - \\ - 2A_2A_3\sqrt{(c_p^2 + b_p^2\omega^2)(c_d^2 + b_d^2\omega^2)}\cos\gamma''; \quad (31)$$

$$F_2 = A_2\sqrt{c_p^2 + b_p^2\omega^2}\ ; \quad (32)$$

$$F_3 = A_3\sqrt{c_d^2 + b_d^2\omega^2}\ . \quad (33)$$

Подставив уравнения (30) и (31) в (29), получим

$$F = \sqrt{\begin{matrix}(b_1 + b_p + b_d)^2 A_1^2\omega^2 + \\ + \left[(c_1 + c_p + c_d)A_1 - m_1\omega^2 A_1\right]^2 - \\ - A_2^2(c_p^2 + b_p^2\omega^2) - A_3^2(c_d^2 + b_d^2\omega^2) + \\ + 2A_2A_3\sqrt{(c_p^2 + b_p^2\omega^2)(c_d^2 + b_d^2\omega^2)}\cos\gamma''.\end{matrix}} \quad (34)$$

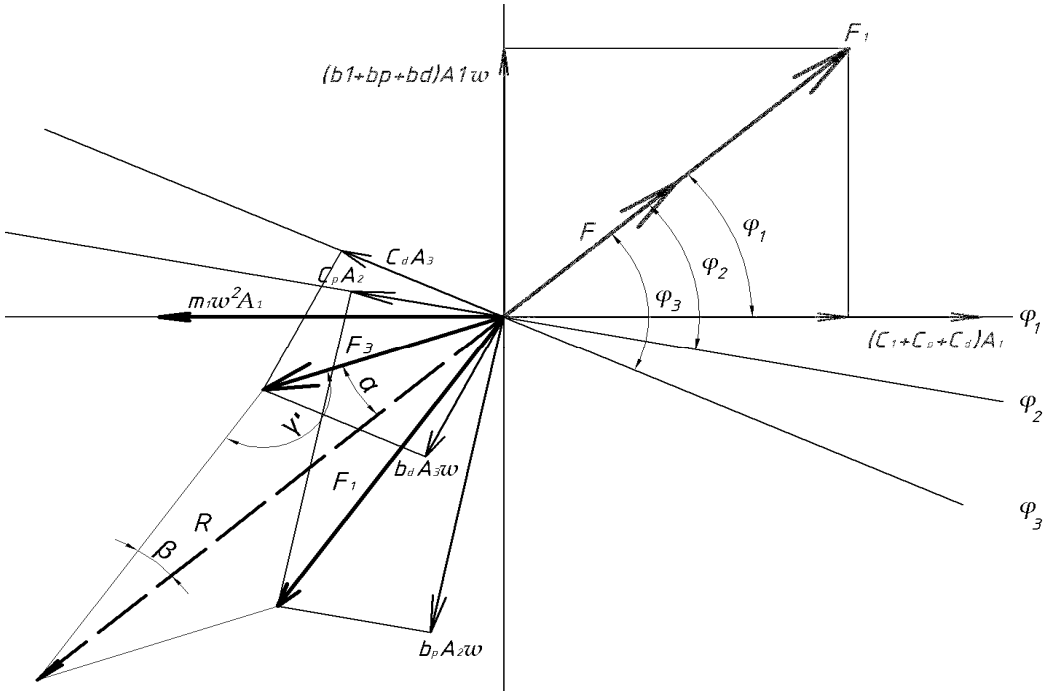

Рис. 2. Векторная диаграмма для уравнения (26)

Из (34) найдем значения амплитуды A_1 и фазы колебаний φ_1:

$$A_1 = \Big[F + A_2^2(c_p^2 + b_p^2\omega^2) + \\ + A_3^2(c_d^2 + b_d^2\omega^2) - 2A_2A_3 \times \\ \times\sqrt{(c_p^2 + b_p^2\omega^2)(c_d^2 + b_d^2\omega^2)}\cos\gamma''\Big] / \\ / \sqrt{\begin{array}{c}(b_1 + b_p + b_d)^2 A_1^2\omega^2 + \\ +\Big[(c_1 + c_p + c_d)A_1 - m_1\omega^2 A_1\Big]^2\end{array}}; \quad (35)$$

$$\varphi_1 = arctg\frac{(b_1 + b_p + b_d)\omega}{(c_1 + c_p + c_d) - m_1\omega^2}, \quad (36)$$

где γ'' – угол между векторами F_3 и F_1.

Согласно векторной диаграмме, изображенной на рис. 3, запишем:

$$R_1 = R_2;$$

$$R_1 = \sqrt{c_p^2A_1^2 + b_p^2A_1^2\omega^2} = A_1\sqrt{c_p^2 + b_p^2\omega^2}; \quad (37)$$

$$R_2 = \sqrt{\begin{array}{c}(b_2 + b_p)^2A_2^2\omega^2 + \\ +\Big[(c_2 + c_p)A_2 - m_2\omega^2A_2)\Big]^2\end{array}} = \\ = A_2\sqrt{\begin{array}{c}(b_2 + b_p)^2\omega^2 + \\ +\Big[(c_2 + c_p) - m_2\omega^2)\Big]^2\end{array}}. \quad (38)$$

С учетом равенства векторов R_1 и R_2 имеем:

$$A_1\sqrt{c_p^2 + b_p^2\omega^2} = \\ = A_2\sqrt{\begin{array}{c}(b_2 + b_p)^2\omega^2 + \\ +\Big[(c_2 + c_p) - m_2\omega^2)\Big]^2\end{array}}. \quad (39)$$

Из выражения (39) найдем значения амплитуды A_2 и фазы колебаний φ_2:

$$A_2 = \frac{A_1\sqrt{c_p^2 + b_p^2\omega^2}}{\sqrt{(b_2 + b_p)^2\omega^2 + \Big[(c_2 + c_p) - m_2\omega^2\Big]^2}}; \quad (40)$$

$$\varphi_2 = arctg\frac{(b_2 + b_p)\omega}{(c_2 + c_p) - m_2\omega^2}. \quad (41)$$

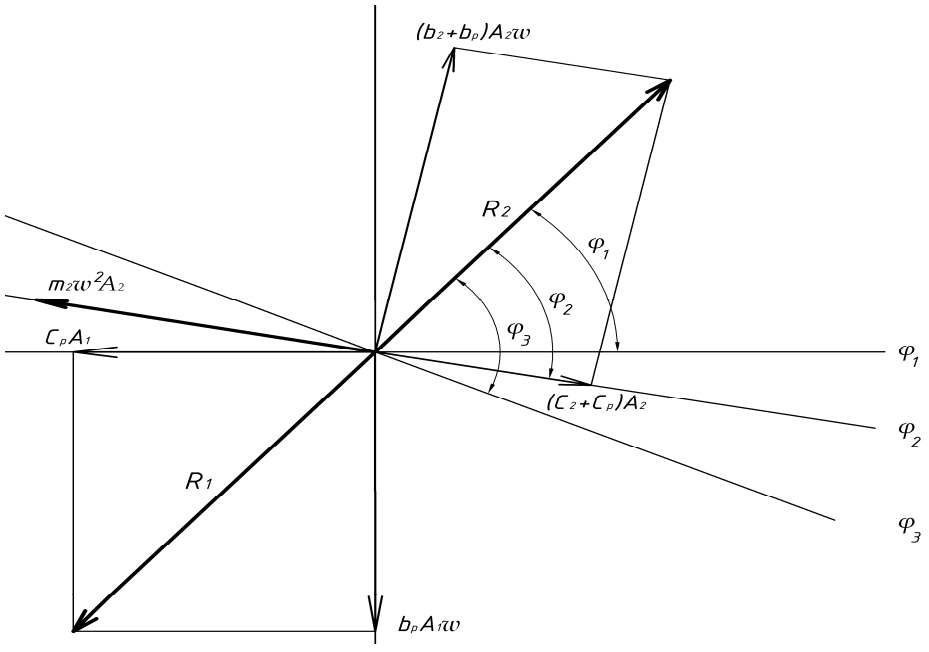

Рис. 3. Векторная диаграмма для уравнения (27)

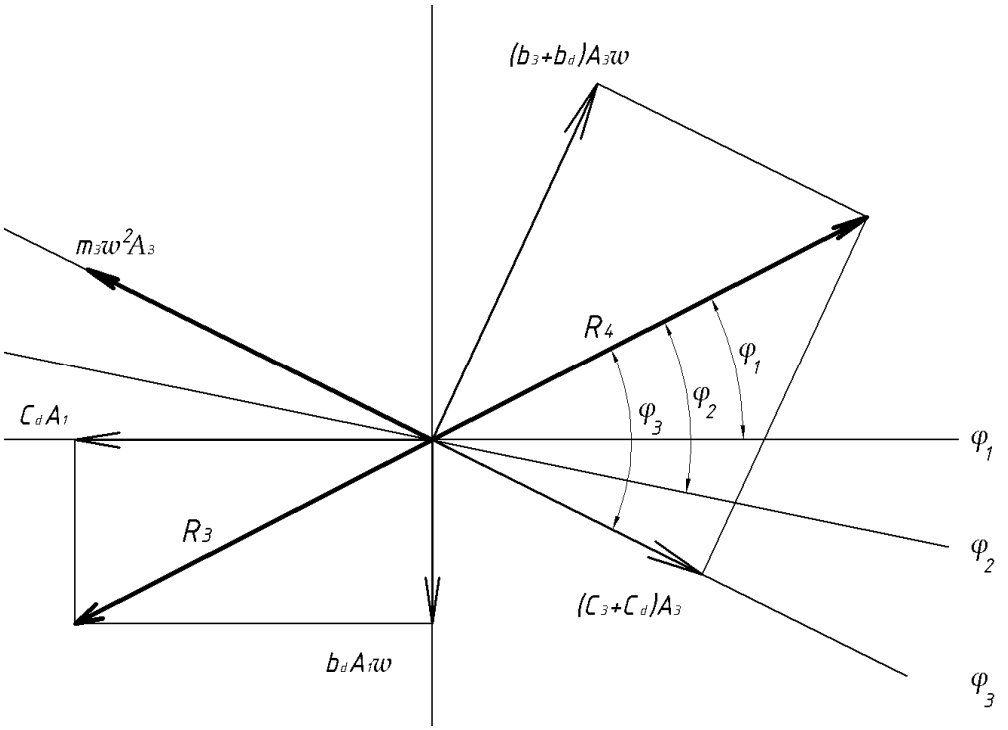

Рис. 4. Векторная диаграмма для уравнения (28)

Из векторной диаграммы, показанной на рис. 4, получаем:

$$R_3 = R_4;$$

$$R_3 = \sqrt{c_d^2 A_1^2 + b_d^2 A_1^2 \omega^2} = A_1 \sqrt{c_d^2 + b_d^2 \omega^2}; \quad (42)$$

$$R_3 = \sqrt{(b_3 + b_d)^2 A_3^2 \omega^2 + \left[(c^3 + c_d) A_3 - m_3 \omega^2 A_3)\right]^2} =$$

$$= A_3 \sqrt{(b_3 + b_d)^2 \omega^2 + \left[(c_3 + c_d) - m_3 \omega^2)\right]^2}; \quad (43)$$

$$A_1 \sqrt{c_d^2 + b_d^2 \omega^2} =$$

$$= A_3 \sqrt{(b_3 + b_d)^2 \omega^2 + \left[(c_3 + c_d) - m_3 \omega^2)\right]^2}. \quad (44)$$

Из уравнения (44) найдем значения амплитуды A_3 и фазы колебаний φ_3:

$$A_3 = \frac{A_1 \sqrt{c_d^2 + b_d^2 \omega^2}}{\sqrt{(b_3 + b_d)^2 \omega^2 + \left[(c_3 + c_d) - m_3 \omega^2)\right]^2}}; \quad (45)$$

$$\varphi_3 = arctg \frac{(b_3 + b_d)\omega}{(c_3 + c_d) - m_3 \omega^2}. \quad (46)$$

На основе разработки и анализа динамической модели упругосилового метода комбинированной обработки резанием и ППД получены аналитические зависимости для определения рациональных динамических параметров технологической системы, при которых обеспечивается гашение вынужденных колебаний детали, режущего и деформирующего инструментов.

Найдено общее решение уравнений динамической модели, позволяющее определять упругие перемещения детали, режущего и деформирующего инструментов при различных динамических параметрах системы.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Довгалев, А. М.** Управление колебаниями при упругосиловом методе комбинированной обработки / А. М. Довгалев, С. Н. Близнюк // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии : материалы междунар. науч.-техн. конф. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2008. – С. 89.

2. **Близнюк, С. Н.** Малооперационные технологии изготовления валов с применением совмещенной обработки резанием и ППД / С. Н. Близнюк, А. М. Довгалев // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии : материалы междунар. науч.-техн. конф. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2008. – С. 70.

3. **Мичулин, В. В.** Основы теории колебаний / В. В. Мичулин. – М. : Наука, 1978. – С. 392.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 18.12.2008

A. M. Dovgalev, S. N. Blizniuk

Dynamic model of elastic force method of combined machining by cutting and surface plastic deformation

On the basis of the dynamic model of the elastic force method of combined machining analytical dependences for choosing rational dynamical parameters of the technological system have been obtained, which ensure forced oscillations damping in the system and increase of accuracy of cylindrical surfaces geometric relationship. Mathematical dependences for calculation of amplitudes and oscillation phases of a work piece, of a deformation unit of hardening and cutting tools under different dynamical system parameters have been derived.

УДК 621.9

А. А. Жолобов, канд. техн. наук, проф., А. В. Казаков

ОСОБЕННОСТИ РАСЧЁТА УПРУГИХ ДЕФОРМАЦИЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ПРИ ТОКАРНОЙ ОБРАБОТКЕ СТУПЕНЧАТОГО ВАЛА

Рассмотрены вопросы оценки погрешностей обработки от деформации технологической системы при точении ступенчатого вала на станке с ЧПУ. Использован подход, базирующийся на методе профессора В. С. Корсакова. Разработана математическая модель, которая позволила выявить и оценить влияние деформации заготовки, инструмента, задней и передней бабок станка на точность и форму обрабатываемых поверхностей ступенчатого вала.

При токарной обработке ступенчатого вала по мере удаления припуска и продвижения резца от задней бабки к шпиндельному узлу станка изменяются жесткость и деформация заготовки, величина упругой деформации передней и задней бабок. В результате получается деталь с переменным диаметром, а также с погрешностями в продольном сечении. При неблагоприятных условиях величина данной погрешности может превысить допуск на размер детали [1].

Целью работы является исследование погрешностей формы обрабатываемых поверхностей в результате деформаций элементов технологической системы. Для этой цели была разработана математическая модель. В созданной математической модели были учтены следующие параметры: отклонение от круглости (овальность) и погрешности профиля продольного сечения (конусность) исходной заготовки; смещение центровочных гнезд заготовки (при обработке в центрах); исходная шероховатость поверхности заготовки; погрешность базирования заготовки в патроне; смещение оси задней бабки; податливость шпиндельного узла; податливость задней бабки; жесткость инструмента; упругая деформация заготовки.

При разработке модели были сделаны некоторые допущения: материал поверхности заготовки имеет однородную структуру и равномерную твердость; шпиндельный узел и задняя бабка имеют одинаковую величину жесткости в направлении осей Y и Z.

Разработанная математическая модель на основе сведений о материале заготовки, размерах и шероховатости её поверхности, значениях режимов резания, геометрии инструмента, жесткости технологической системы, а также погрешности базирования позволила определить значения упругой деформации в каждой точке её поверхности по методу профессора В. С. Корсакова. Суть метода заключается в следующем. Если в статическом состоянии настроить станок на требуемую (расчетную) глубину резания t, то при резании действительная глубина $t^{Д}_{РЕЗ}$ окажется меньше расчетной на величину упругой деформации, т. е.

$$\Delta = t - t^{Д}_{РЕЗ}. \qquad (1)$$

При определении действительной глубины резания $t^{Д}_{РЕЗ}$ в зависимости от способа базирования заготовки возможны три варианта расчета: при базировании в патроне; при базировании в патроне с поджимом задним центром; при базировании в центрах.

Во всех трех случаях на величину действительной глубины резания $t^{Д}_{РЕЗ}$ оказывают влияние следующие факторы: жесткость технологической системы (шпиндельного узла $j_{Ш}$, задней бабки $j_{Б}$, инструмента и заготовки); смещение правого и левого центровочных гнезд относительно оси заготовки $\Delta_{СП}$ и $\Delta_{СЛ}$, смещение оси задней бабки $\Delta_{СБ}$, погрешность базирования заготовки при обра-

ботке в патроне $\Delta_П$; величина овальности $\Delta_О$ и конусности $\Delta_К$ поверхности заготовки; её исходная шероховатость Rz_3.

В общем случае глубина резания t для каждой точки поверхности заготовки определяется как разность между радиусом заготовки R_3 и радиусом получаемой детали $R_Д$. Эта глубина резания отличается от действительной глубины резания $t^{Д}_{РЕЗ}$, имеющей место в реальных условиях, на величину деформации технологической системы. Данная величина деформации в математической модели была учтена при расчёте действительного радиуса детали $R^{Д}_{Д}$. Величины исходной погрешности заготовки и погрешности базирования также учтены при расчёте действительного радиуса заготовки $R^{Д}_{З}$. Таким образом, действительная глубина резания $t^{Д}_{РЕЗ}$ может быть найдена из соотношения [1]

$$t^{Д}_{РЕЗ} = R^{Д}_{З} - R^{Д}_{Д} + \Delta_{Rz}, \qquad (2)$$

где $R^{Д}_{Д}$, $R^{Д}_{З}$ – действительные радиусы детали и заготовки, рассчитываемые для любой точки поверхности заготовки, соответственно, м; Δ_{Rz} – величина, на которую изменяется глубина резания вследствие наличия исходной шероховатости поверхности Rz, м.

Учёт упругой деформации заготовки. Величину прогиба в любой точке заготовки, при базировании в центрах, патроне или в патроне с поджимом задним центром [1] можно определить с помощью дифференциального уравнения изогнутой оси балки [2]

$$\Delta_{3Y(Z)}(x)'' = \frac{M_{Y(Z)}(x)}{EI(x)}, \qquad (3)$$

где $\Delta_{3Y(Z)}(x)$ – закон изменения упругих деформаций заготовки в рассматриваемой плоскости; $M_{Y(Z)}(x)$ – изгибающий момент, вызванный соответствующей силой или силами резания в рассматриваемой плоскости; EI(x) – закон изменения жёсткости при изгибе заготовки.

Уравнение (3) описывает закон изменения упругой деформации по всей длине обрабатываемой заготовки, но значение упругой деформации, определяющее точность цилиндрической поверхности после механической обработки, будет находиться в точке приложения силы резания. В любой момент времени в точке касания вершины резца и обрабатываемой поверхности находится значение упругой деформации заготовки, которое впоследствии оказывает влияние на точность обработанной поверхности. Для этого необходимо привести уравнение (3) к виду, который позволит определять значение упругой деформации в заданной точке.

Для решения дифференциального уравнения (3) резец был зафиксирован в произвольный момент обработки, а его действие на обрабатываемую заготовку заменено на соответствующие составляющие силы резания. Это состояние представлено на рис. 1.

Для дальнейших пояснений обрабатываемую заготовку удобно разделить на участки с постоянной жёсткостью (рис. 2).

Каждая ступень является участком, который характеризуется следующими параметрами: угол поворота в начале участка; угол поворота в конце участка; упругая деформация в начале участка; упругая деформация в конце участка; изгибающий момент в начале участка $M^{Н}_{Y(Z)i}$; изгибающий момент в конце участка $M^{К}_{Y(Z)i}$; диаметр участка D_i; длина участка l_i (рис. 3).

В результате интегрирования выражения (3) получен закон изменения угла поворота [2]:

$$\theta(x) = \Delta_{3Y(Z)}(x)' = \int \frac{M_{Y(Z)}(x)}{EI(x)} + \theta_0. \qquad (4)$$

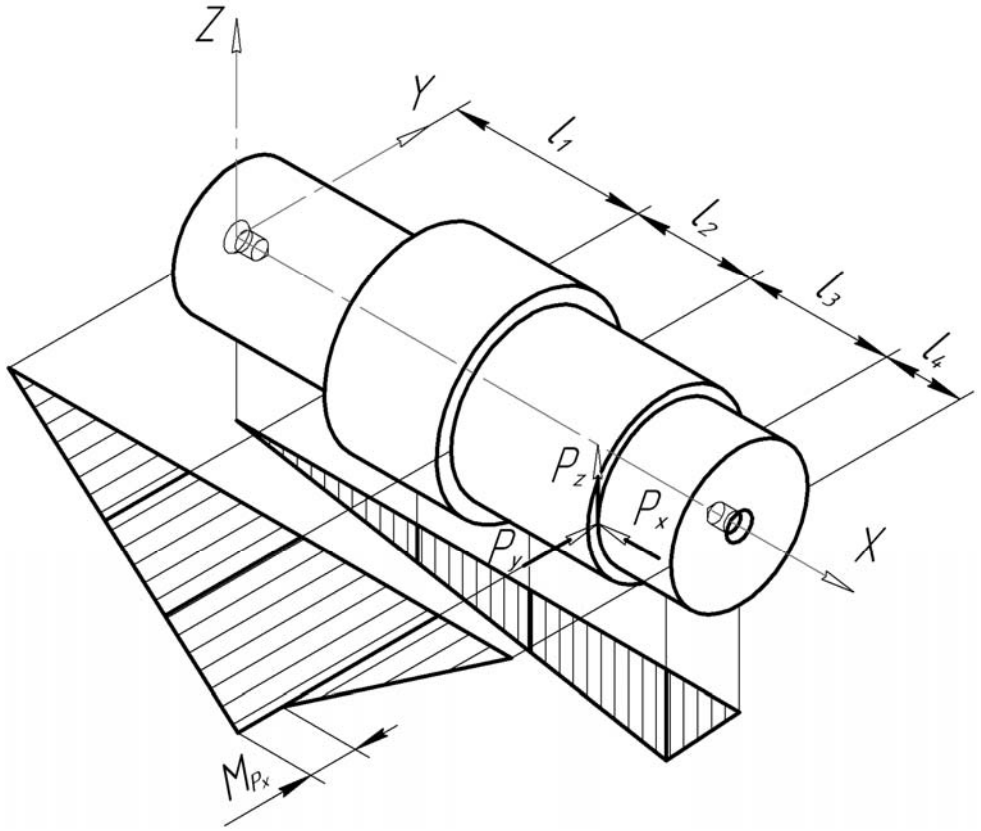

Рис. 1. Схема нагружения вала силами резания

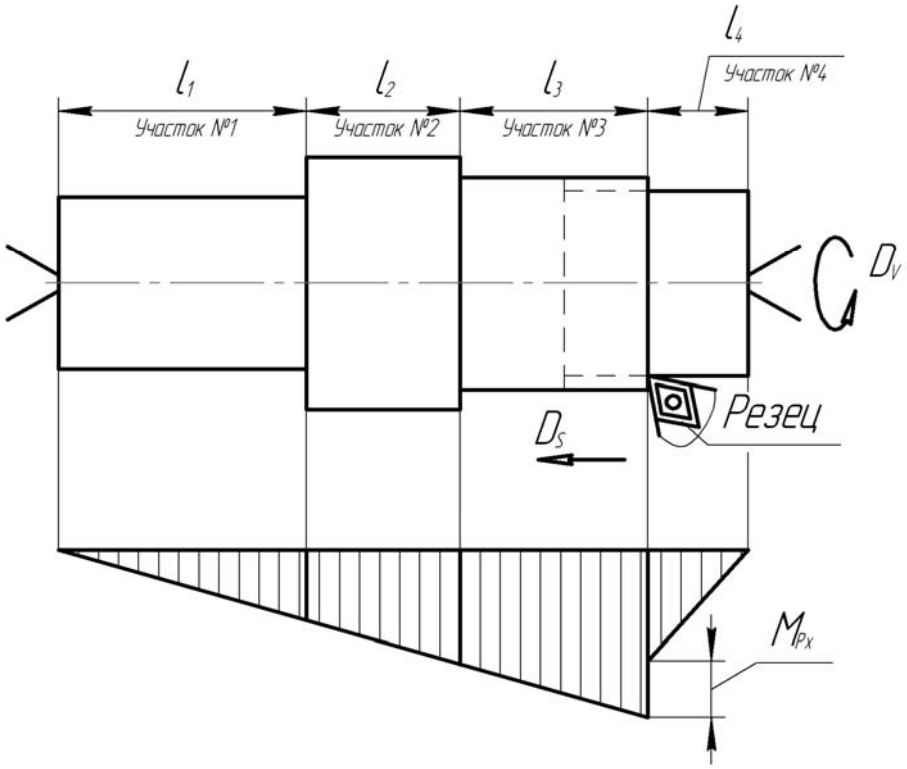

Рис. 2. Разделение обрабатываемого вала на участки

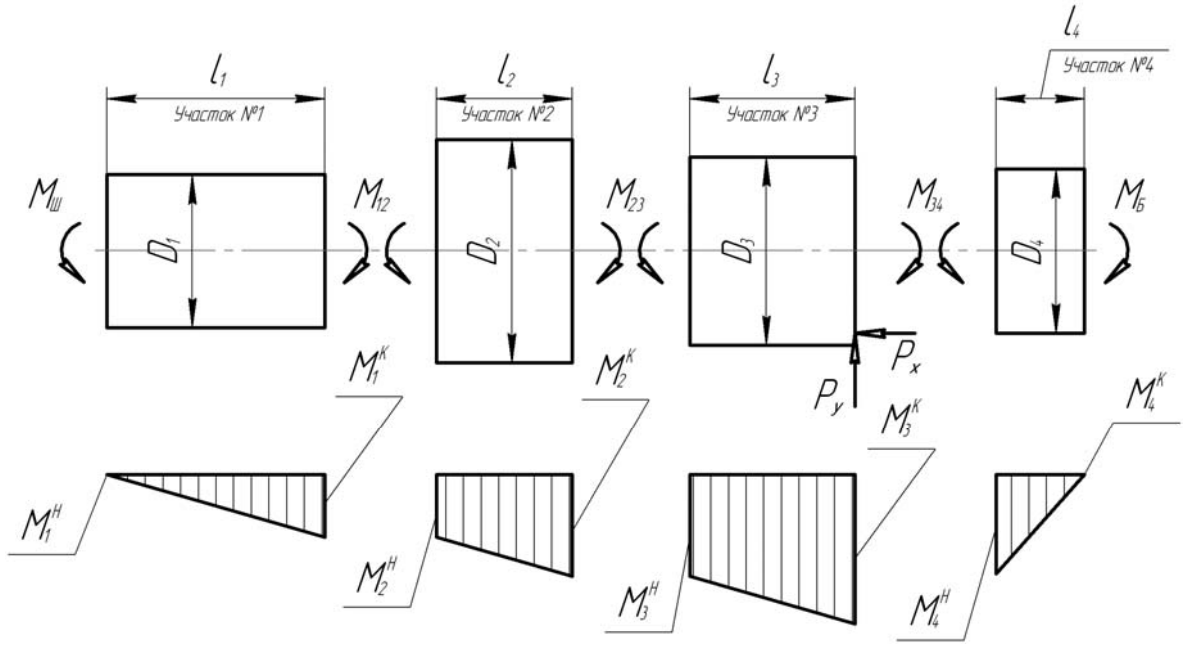

Рис. 3. Параметры участков

Исходя из вышеизложенного для каждого из участков справедливо выражение

$$\theta_i(x) = \frac{1}{EI_i}\int M_{Y(Z)i}(x) + \theta_{0i}, \qquad (5)$$

где $\theta_i(x)$ – угол поворота в поперечном сечении заготовки с координатой x ($0 \le x \le l_i$) i-го участка, рад; $M_{Y(Z)i}(x)$ – закон изменения изгибающего момента на i-м участке, Н·м; θ_{0i} – угол поворота в начале i-го участка, рад.

Закон изменения изгибающего момента на i-м участке можно представить в виде линейной функции

$$M_{Y(Z)i}(x) = M^{н}_{Y(Z)i} + \frac{M^{к}_{Y(Z)i} - M^{н}_{Y(Z)i}}{l_i} \cdot x, \qquad (6)$$

где $M^{н}_{Y(Z)i}$ – изгибающий момент в начале i-го участка, Н·м; $M^{к}_{Y(Z)i}$ – изгибающий момент в конце i-го участка, Н·м; l_i – длина i-го участка, м.

После подстановки $M_i(x)$ в (5) и интегрирования полученного выражения (7) угол поворота в поперечном сечении с координатой x ($0 \le x \le l_i$) i-го участка определяется выражением (8).

$$\theta_i(x) = \frac{1}{EI_i}\int M^{н}_{Y(Z)i} + \frac{M^{к}_{Y(Z)i} - M^{н}_{Y(Z)i}}{l_i} \cdot x + \theta_{0i}; \qquad (7)$$

$$\theta_i(x) = \frac{1}{EI_i} \cdot \left(M^{н}_{Y(Z)i} \cdot x + \frac{M^{к}_{Y(Z)i} - M^{н}_{Y(Z)i}}{2 \cdot l_i} \cdot x^2\right) + \theta_{0i}. \qquad (8)$$

Значение угла поворота в конце i-го участка (9) определяется выражением (8) при $x = l_i$:

$$\theta_i(l_i) = \frac{1}{EI_i} \cdot \left(M^{н}_{Y(Z)i} \cdot l_i + \frac{M^{к}_{Y(Z)i} - M^{н}_{Y(Z)i}}{2 \cdot l_i} \cdot l_i^2\right) + \theta_{0i}. \qquad (9)$$

После упрощения выражения (9) значение угла поворота в конце i-го участка примет окончательный вид (10):

$$\theta_i(l_i) = \frac{1}{2E} \cdot \frac{(M^{н}_{Y(Z)i} + M^{к}_{Y(Z)i}) \cdot l_i}{I_i} + \theta_{0i}. \qquad (10)$$

Таким образом, для того чтобы получить значение угла поворота в конце k-го участка необходимо просуммировать выражение (10):

$$\theta(k) = \sum_{i=1}^{k} \theta_i(l_i); \quad (11)$$

$$\theta(k) = \frac{1}{2 \cdot E} \cdot \sum_{i=1}^{k} \left(\frac{(M^{н}_{Y(Z)i} + M^{к}_{Y(Z)i}) \cdot l_i}{I_i} \right) + \theta_{01}. \quad (12)$$

Закон изменения упругих деформаций можно получить интегрированием выражения (5):

$$\Delta_{3Y(Z)i}(x) = \int \theta_i(x) + \Delta_{3Y(Z)oi}; \quad (13)$$

$$\Delta_{3Y(Z)i}(x) = \int \left(\frac{1}{EI_i} \cdot (M^{н}_{Y(Z)i} \cdot x + \frac{M^{к}_{Y(Z)i} - M^{н}_{Y(Z)i}}{2 \cdot l_i} \cdot x^2) + \theta_{0i} \right) + \Delta_{3Y(Z)0i}; \quad (14)$$

$$\Delta_{3Y(Z)i}(x) = \frac{1}{EI_i} \cdot (\frac{M^{н}_{Y(Z)i} \cdot x^2}{2} + \frac{M^{к}_{Y(Z)i} - M^{н}_{Y(Z)i}}{6 \cdot l_i} \cdot x^3) + \theta_{0i} \cdot x + \Delta_{3Y(Z)0i}, \quad (15)$$

где $\Delta_{3Y(Z)i}(x)$ – значение упругой деформации в сечении с координатой x ($0 \le x \le l_i$) i-го участка; $\Delta_{3Y(Z)oi}$ – значение упругой деформации в начале i-го участка.

Таким образом, упругая деформация в конце i-го участка определяется зависимостью

$$\Delta_{3Y(Z)i}(l_i) = \frac{1}{EI_i} \cdot \left(\frac{M^{н}_{Y(Z)i} \cdot l_i^{\,2}}{2} + \frac{M^{к}_{Y(Z)i} - M^{н}_{Y(Z)i}}{6} \cdot l_i^2 \right) + \theta_{0i} \cdot l_i + \Delta_{3Y(Z)0i}; \quad (16)$$

$$\Delta_{3Y(Z)i}(l_i) = \frac{1}{6E} \cdot \frac{\left(2M^{н}_{Y(Z)i} + M^{к}_{Y(Z)i}\right) \cdot l_i^2}{I_i} + \theta_{0i} \cdot l_i + \Delta_{3Y(Z)0i}. \quad (17)$$

Угол поворота в начале i-го участка определяется из условия целостности бруса ($\theta_{0i} = \theta_{i-1}$) [2]:

$$\theta_{0i} = \theta(i-1). \quad (18)$$

Тогда выражение (17) примет вид:

$$\Delta_{3Y(Z)i}(l_i) = \frac{1}{6E} \cdot \frac{(2M^{н}_{Y(Z)i} + M^{к}_{Y(Z)i}) \cdot l_i^2}{I_i} + \left(\frac{1}{2E} \cdot \sum_{k=1}^{i-1} \left(\frac{(M^{н}_{Y(Z)k} + M^{к}_{Y(Z)k}) \cdot l_k}{I_k} \right) + \theta_{01} \right) \times \cdot l_i + \Delta_{3Y(Z)0i}. \quad (19)$$

Упругая деформация в конце k-го участка определяется как сумма $\Delta_{3Y(Z)i}(l_i)$, т. е.

$$\Delta_{3Y(Z)}(k) = \sum_{i=1}^{k} \Delta_{3Y(Z)i}(l_i); \quad (20)$$

$$\Delta_{3Y(Z)}(k) = \frac{1}{6E} \cdot \sum_{i=1}^{k} \left(\frac{(2M^{н}_{Y(Z)i} + M^{к}_{Y(Z)i}) \cdot l_i^2}{I_i} \right) + \theta_{01} \cdot \sum_{i=1}^{k} l_i + \frac{1}{2E} \cdot \left(\sum_{i=2}^{k} l_i \times \times \sum_{j=1}^{i-1} \left(\frac{(M^{н}_{Y(Z)j} + M^{к}_{Y(Z)j}) \cdot l_j}{I_j} \right) \right) + \Delta_{3Y(Z)01}. \quad (21)$$

Для упрощения расчётов удобны следующие замены:

$$\Delta^{\Delta}_{3Y(Z)i} = \frac{(2M^{н}_{Y(Z)i} + M^{к}_{Y(Z)i}) \cdot l_i^2}{I_i}; \quad (22)$$

$$\Delta^{\theta}_{3Y(Z)i} = \frac{(M^{н}_{Y(Z)i} + M^{к}_{Y(Z)i}) \cdot l_i}{I_i}. \quad (23)$$

Тогда выражение (21) принимает вид:

$$\Delta_{3Y(Z)}(k) = \frac{1}{6E} \cdot \sum_{i=1}^{k} \Delta^{\Delta}_{3Y(Z)i} + \theta_{01} \cdot \sum_{i=1}^{k} l_i + \frac{1}{2E} \cdot \left(\sum_{i=2}^{k} l_i \cdot \sum_{j=1}^{i-1} \Delta^{\theta}_{3Y(Z)j} \right) + \Delta_{3Y(Z)01}. \quad (24)$$

При базировании вала в центрах начальный угол поворота первого участка θ_{01} определяется из выражения (24) и условий $\Delta_{3Y(Z)}(n) = 0, \Delta_{3Y(Z)01} = 0$:

$$\frac{1}{6E}\cdot\sum_{i=1}^{n}\Delta^{\Delta}_{3Y(Z)i}+\theta_{01}\cdot\sum_{i=1}^{n}l_i+$$
$$+\frac{1}{2E}\cdot\left(\sum_{i=2}^{n}l_i\cdot\sum_{j=1}^{i-1}\Delta^{\theta}_{3Y(Z)j}\right)=0; \quad (25)$$

$$\theta_{01}=\frac{-\frac{1}{6E}\cdot\sum_{i=1}^{n}\Delta^{\Delta}_{3Y(Z)i}-\frac{1}{2E}\cdot\left(\sum_{i=2}^{n}l_i\cdot\sum_{j=1}^{i-1}\Delta^{\theta}_{3Y(Z)j}\right)}{\sum_{i=1}^{n}l_i}. \quad (26)$$

Для схемы, приведенной на рис. 5, угол поворота в начале первого участка определяется по формуле (26) при $\Delta_{3Y(Z)}(4)=0, \Delta_{3Y(Z)01}=0$:

$$\theta_{01}=\left[-\frac{1}{6E}\cdot\left(\Delta^{\Delta}_{3Y(Z)1}+\Delta^{\Delta}_{3Y(Z)2}+\Delta^{\Delta}_{3Y(Z)3}+\Delta^{\Delta}_{3Y(Z)4}\right)-\right.$$
$$-\frac{1}{2E}\cdot\left(l_2\cdot\Delta^{\theta}_{3Y(Z)1}+l_3\cdot(\Delta^{\theta}_{3Y(Z)1}+\Delta^{\theta}_{3Y(Z)2})+\right.$$
$$\left.\left.+l_4\cdot(\Delta^{\theta}_{3Y(Z)1}+\Delta^{\theta}_{3Y(Z)2}+\Delta^{\theta}_{3Y(Z)3})\right)\right]/$$
$$/(l_1+l_2+l_3+l_4). \quad (27)$$

Значение упругой деформации обрабатываемой заготовки (в конце третьего участка) по формуле (24) при k = 3.

Учет упругой деформации инструмента. В процессе резания на резец воздействует сила резания, которая деформирует его в направлении осей Y и Z. Величину деформации инструмента от действия сил резания в направлениях осей Y и Z можно определить по формулам [1]:

$$\begin{cases}\Delta_{ИY}=\dfrac{P_Y\cdot L_И}{E_И\cdot B\cdot H};\\ \Delta_{ИZ}=\dfrac{P_Z\cdot L_И^3}{3E_И\cdot I_И},\end{cases} \quad (28)$$

где $L_и$ – вылет резца, м; $E_и$ – модуль упругости для материала державки, Па; B, H – ширина и высота сечения державки резца соответственно, м; $I_и$ – момент инерции сечения державки резца, $I_И=\dfrac{B\cdot H^3}{12}$.

Учет деформаций шпиндельного узла и задней бабки. Деформация шпиндельного узла $\Delta_Ш$, а также деформация задней бабки $\Delta_Б$ изменяются в соответствии с изменением силы резания по мере продвижения резца к шпинделю станка. Их величину можно определить исходя из величины действительной жесткости шпиндельного узла $j_Ш$ и задней бабки $j_Б$ соответственно, а также с учетом расстояния L_0 от торца заготовки до рассматриваемой точки [1]. Принимая во внимание допущение, что их жесткость одинакова в направлении осей Y и Z, получаются формулы для расчета величин упругой деформации шпиндельного узла и задней бабки в направлении соответствующих осей Y и *Z* при обработке заготовки в центрах либо в патроне с поджимом задним центром [1, 3]:

$$\begin{cases}\Delta_{ШY}=\dfrac{P_Y\cdot L_O}{j_Ш\cdot L_З};\\ \Delta_{ШZ}=\dfrac{P_Z\cdot L_O}{j_Ш\cdot L_З};\end{cases} \quad (29)$$

$$\begin{cases}\Delta_{БY}=\dfrac{P_Y\cdot (L_З-L_O)}{j_Б\cdot L_З};\\ \Delta_{БZ}=\dfrac{P_Z\cdot (L_З-L_O)}{j_Б\cdot L_З},\end{cases} \quad (30)$$

где $j_Ш$ – жесткость шпиндельного узла, Н/м; $j_Б$ – жесткость задней бабки, Н/м.

В результате совместного действия деформаций шпиндельного узла $\Delta_Ш$ и задней бабки $\Delta_Б$ суммарная величина деформации на длине L_0 может быть определена из рис. 4 по формуле

$$\frac{\Delta^{L_O}_{ШБY(Z)}-\Delta_{ШY(Z)}}{L_З-L_O}=\frac{\Delta_{БY(Z)}-\Delta_{ШY(Z)}}{L_З}, \quad (31)$$

$$\begin{cases}\Delta^{L_O}_{ШБY}=\Delta_{ШY}+\dfrac{(\Delta_{БY}-\Delta_{ШY})\cdot(L_З-L_O)}{L_З};\\ \Delta^{L_O}_{ШБZ}=\Delta_{ШZ}+\dfrac{(\Delta_{БZ}-\Delta_{ШZ})\cdot(L_З-L_O)}{L_З}.\end{cases} \quad (32)$$

При обработке заготовки в патроне учитывается только упругая деформация шпиндельного узла, которая не зависит

от положения рассматриваемой точки на поверхности заготовки. Её величина изменяется лишь в зависимости от действующей силы резания. Расчетные формулы имеют следующий вид [1]:

$$\begin{cases} \Delta_{ШY} = \dfrac{P_Y}{j_Ш}; \\ \Delta_{ШZ} = \dfrac{P_Z}{j_Ш}. \end{cases} \quad (33)$$

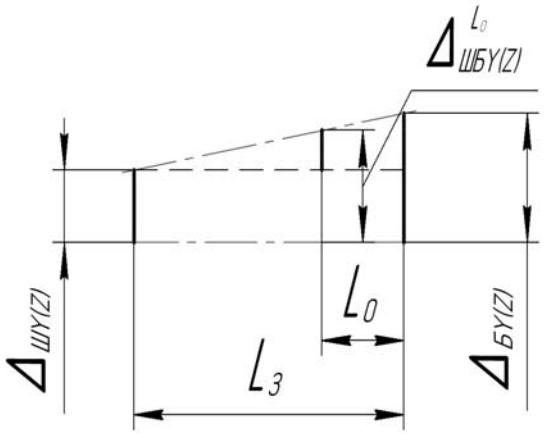

Рис. 4. Схема определения суммарного прогиба задней бабки и шпиндельного узла

Учет погрешности формы и смещения центровых отверстий заготовки. Овальность Δ_O и конусность Δ_K поверхности заготовки оказывают влияние на исходный радиус заготовки $R_З$, соответствующий расстоянию от оси заготовки до точки, расположенной на её поверхности, и не зависят от изменения силы резания [1]. Наличие исходной овальности поверхности Δ_O оказывает влияние на изменение радиуса заготовки от нуля до Δ_O во время вращения заготовки вокруг своей оси. Величина конусности Δ_K изменяет его величину от $R_З$ до $R_З - \Delta_K$. Можно записать формулу для расчета величины исходного радиуса заготовки $R_З$ для каждой точки её поверхности, выраженного через угол φ полярной системы координат [1, 3]:

$$R_З = \sqrt{\left(\left(R_З - \Delta_K \cdot \frac{L_O}{L_З}\right)\cdot\cos\varphi\right)^2 + \left(\left(R_З - \Delta_O - \Delta_K \cdot \frac{L_O}{L_З}\right)\cdot\sin\varphi\right)^2}, \quad (34)$$

где $R_З$ – исходный радиус заготовки, м; Δ_K – величина конусности поверхности заготовки, м; φ – полярная координата точки, расположенной на поверхности заготовки, град; Δ_O – величина овальности поверхности заготовки, м.

Таким образом, величина исходного радиуса поверхности заготовки $R_З$ для каждого поперечного сечения изменяется по мере перемещения резца от правого торца заготовки на длину L_O на величину $\Delta_K \cdot L_O / L_З$ [1].

Кроме этого, наличие смещения центровочных отверстий $\Delta_{СП}$, $\Delta_{СЛ}$ и погрешности базирования заготовки $\Delta_П$ приводит к дополнительному смещению её оси относительно оси центров станка. Эти факторы также не зависят от силы резания и в данной модели учтены при нахождении действительного радиуса заготовки $R_З^Д$, определяемого как расстояние от оси центров станка до точки на поверхности заготовки [1]. Таким образом, действительный радиус заготовки $R_З^Д$ с учетом смещения центровых отверстий заготовки при обработке в центрах можно определить по формуле [3]

$$R_З^Д = \sqrt{R_З^2 - \left(\Delta_{СМ} \cdot \sin(\varphi + \omega_1)\right)^2} + \\ + \Delta_{СМ} \cdot \cos(\varphi + \omega_1), \qquad (35)$$

где $\Delta_{СМ}$ – суммарная величина смещения в рассматриваемой точке, расположенной на длине $L_О$, м; ω_1 – угол между большой полуосью эллипса и прямой, проведенной из центра заготовки через правое центровочное отверстие [1], град.

Суммарная величина смещения $\Delta_{СМ}$ определяется как геометрическая сумма смещений центровых отверстий правого и левого торцов заготовки на длине $L_О$ [1]:

$$\Delta_{СМ} = \sqrt{\Delta^2_{СМП} + \Delta^2_{СМЛ} - 2\Delta_{СМП} \times \\ \times \Delta_{СМЛ} \cdot \cos\left(\varphi_{ЦЦ}\right)}, \qquad (36)$$

где $\Delta_{СМП}$, $\Delta_{СМЛ}$ – величины смещения центровых отверстий правого и левого торца заготовки на длине $L_О$ соответственно [1], м,

$$\Delta_{СМП} = \Delta_{СП} \cdot \left(1 - \frac{L_О}{L_З}\right); \qquad (37)$$

$$\Delta_{СМЛ} = \Delta_{СЛ} \cdot \left(\frac{L_О}{L_З}\right), \qquad (38)$$

где $\Delta_{СП}$, $\Delta_{СЛ}$ – величины смещения центровых отверстий правого и левого торца заготовки соответственно, м; $\varphi_{ЦЦ}$ – угол между прямыми линиями, проведенными от оси заготовки через центровые отверстия, град.

При обработке в патроне с поджимом задним центром расчет также ведется по формуле (35), только суммарная величина смещения $\Delta_{СМ}$ определяется как геометрическая сумма смещения центровочного отверстия правого торца заготовки $\Delta_{СП}$ и смещения, вызванного погрешностью базирования заготовки в патроне $\Delta_П$ на длине $L_О$ [1]:

$$\Delta_{СМ} = \sqrt{\Delta^2_{СМП} + \left(\Delta_П \cdot \frac{L_О}{L_З}\right)^2 - \\ -2\Delta_{СМП} \cdot \Delta_П \cdot \frac{L_О}{L_З} \cdot \cos\left(\varphi_{ЦЦ}\right)}. \qquad (39)$$

При обработке в патроне действительный радиус заготовки можно определить по формуле [1]

$$R_З^Д = \sqrt{R_З^2 - (\Delta_П \cdot \sin(\varphi + \omega_2))^2} + \\ + \Delta_П \cdot \cos(\varphi + \omega_2), \qquad (40)$$

где ω_2 – угол между большой полуосью эллипса и вектором смещения заготовки при базировании в патроне станка, град.

Учет смещения оси задней бабки. При обработке заготовки в центрах либо в патроне с поджимом задним центром на действительный радиус детали $R_Д^Д$ будет непосредственно влиять смещение оси задней бабки $\Delta_{СБY}$ и $\Delta_{СБZ}$ [1].

Эту величину смещения оси задней бабки по направлению осей Y и Z для любой точки заготовки, расположенной на длине $L_О$ от правого торца, можно определить из соотношений [1]:

$$\begin{cases} \Delta_{СБYL} = \Delta_{СБY} \cdot \dfrac{1 - L_О}{L_З}; \\ \Delta_{СБYL} = \Delta_{СБY} \cdot \dfrac{1 - L_О}{L_З}, \end{cases} \qquad (41)$$

где $\Delta_{СБY}$, $\Delta_{СБZ}$ – смещение оси задней бабки станка, измеренное в направлениях осей Y и Z соответственно, м.

Учет исходной шероховатости поверхности. Для определения изменения глубины резания, вызванного исходной шероховатостью поверхности заготовки Δ_{Rz}, введем допущение, что высота неровностей изменяется случайным образом в соответствии с нормальным законом распределения. Тогда, в соответствии с правилом «шести сигм», для каждой точки поверхности заготовки можно принять значение шероховатости поверхности соответственно формулам [4]:

$$\sigma_{Rz} = \frac{Rz_3}{6}; \quad (42)$$

$$\Delta_{Rz} = \sigma_{Rz} \cdot RandF, \quad (43)$$

где σ_{Rz} – среднеквадратическое отклонение высоты неровностей поверхности, мкм; Rz_3 – значение шероховатости поверхности, мкм; RandF – случайная функция, значения которой соответствуют стандартизованному нормальному распределению.

После определения значений деформации всех элементов технологической системы определяется действительный радиус детали по формуле [1, 5]

$$R_Д^Д = \sqrt{\left(R_Д + \Delta_{ЗУ} + \Delta_{ШБУ} + \Delta_{ИУ} + \Delta_{БУ}\right)^2 + \left(\Delta_{ЗZ} + \Delta_{ШБZ} + \Delta_{ИZ} + \Delta_{БZ}\right)^2}. \quad (44)$$

Математическая модель деформаций элементов технологической системы позволяет определить, какое влияние на точность обрабатываемых поверхностей оказывают группа, все или один из следующих параметров: отклонение от круглости (овальность) и погрешности профиля продольного сечения (конусность) исходной заготовки; смещение центровочных гнезд заготовки (при обработке в центрах) и смещение оси задней бабки; исходная шероховатость поверхности заготовки и погрешность её базирования в патроне; податливость шпиндельного узла и задней бабки, жёсткость инструмента; упругая деформация заготовки. А также данная модель может применяться в САПР, направленных на повышение качества механической обработки ступенчатых валов при использовании станков с ЧПУ.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Жолобов, А. А.** Прогнозирование и обеспечение качества технологических систем на этапах их проектирования и изготовления : монография / А. А. Жолобов. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2005. – 304 с. : ил.

2. **Биргер, И. А.** Сопротивление материалов : учеб. пособие / И. А. Биргер, Р. Р. Мавлютов. – М. : Наука, 1986. – 224 с.

3. **Жолобов, А. А.** Математическая модель для прогнозирования деформации заготовки при точении / А. А. Жолобов, А. М. Будкевич // Машиностроение : сб. науч. тр. – Минск : Технопринт, 2003. – № 19. – С. 310–314.

4. **Жолобов, А. А.** Прогнозирование шероховатости поверхности при точении / А. А. Жолобов, А. М. Будкевич // Машиностроение : респ. межведомств. сб. науч. тр. – Минск : Технопринт, 2002. – № 18. – С. 23–25.

5. **Жолобов, А. А.** Застосування 3D моделі ГВМ для підвещення продуктивності та якості механічної обробки / А. А. Жолобов, А. В. Казаков // Весн. ЖДТУ. – 2006. – № 4 (39). – С. 21–25.

Белорусско-Российский университет.
Материал поступил 16.10.2008

A. A. Zholobov, A. V. Kazakov

Features of calculation of elastic deformations of technological system at turning processing of a step shaft

The problems of estimation of errors of processing from deformation of technological system at turning of a step shaft on the machine tool with numerical program control are considered. The approach based on the method of professor V. S. Korsakov is used. The mathematical model allowing to reveal and estimate the influence of deformation of a half-finished product, a tool, rear and front mandrels of the machine tool on accuracy and form of processing surfaces of a step shaft is developed.

УДК 621.9.048.4

М. Г. Киселев, д-р техн. наук, проф., А. В. Дроздов, канд. техн. наук, В. Л. Габец, А. А. Столяров

ВЛИЯНИЕ УЛЬТРАЗВУКОВЫХ КОЛЕБАНИЙ, СООБЩАЕМЫХ НАКАТНОМУ РОЛИКУ ПОД УГЛОМ, НА УСЛОВИЯ ЕГО КОНТАКТНОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ С ПОДВИЖНЫМ ОСНОВАНИЕМ

В статье предложена математическая модель контактного взаимодействия ролика с жестким подвижным основанием при сообщении ролику ультразвуковых колебаний, направленных под углом к вертикальной оси, позволяющая исследовать влияние угла введения колебаний и их интенсивности на силовые, временные и скоростные параметры этого процесса. В частности, получена аналитическая зависимость для расчета угловой скорости вращения ролика при ультразвуковом воздействии в зависимости от угла введения колебаний, их интенсивности, статической нагрузки, скорости движения основания, массы и радиуса ролика при условии сохранения виброударного режима взаимодействия ролика с поверхностью подвижного основания. Представлен механизм влияния ультразвуковых колебаний на характер изменения угловой скорости вращения ролика при его попутном и встречном взаимодействии с поверхностью подвижного основания. Показано, что путем сообщения накатному ролику (деформирующему инструменту) ультразвуковых колебаний становится возможным за счет изменения направления их введения и интенсивности целенаправленно и в широком диапазоне влиять на условия его контактного взаимодействия с обрабатываемой поверхностью, включая управление как угловой скоростью вращения ролика, так и его направлением.

Введение

Значительное количество технологических операций обработки материалов основано на методе обкатки. К примеру, при обработке деталей поверхностным пластическим деформированием путем обкатывания их роликами или шариками под нагрузкой; при шаржировании поверхностей инструментов алмазными или абразивными зернами путем их вдавливания в материал инструмента накатным роликом [1]. Особо следует подчеркнуть, что для конкретной операции с учетом условий ее выполнения и предъявляемых требований необходимо реализовать такой закон движения обрабатывающих инструментов, при котором обеспечивались бы наиболее эффективные условия их контактного взаимодействия с обрабатываемой поверхностью. Так, применительно к шаржированию поверхностей необходимо, чтобы закон движения накатного ролика (деформирующего инструмента), с одной стороны, создавал благоприятные условия для гарантированного попадания алмазных (абразивных) зерен в зону контакта в их исходном (неразрушенном) состоянии, а с другой, обеспечивал такой характер и уровень их силового нагружения, при которых происходило бы их интенсивное вдавливание в материал обрабатываемой поверхности и надежное закрепление в нем.

Успешное решение этой задачи, в первую очередь, связано с научно обоснованным применением таких дополнительных воздействий на технологическую систему, которые дали бы возможность целенаправленно и в широком диапазоне управлять законом движения деформирующего инструмента, а соответственно и условиями его контактного взаимодействия с обрабатываемой поверхностью.

Одним из эффективных вариантов такого воздействия является применение энергии ультразвука путем сообщения колебаний деформирующему инструменту [2, 3]. При этом степень и диапазон управляющего воздействия ультразвука на изменение условий контактного взаимодействия инструмента с обрабатываемой поверхностью определяются как интенсивностью колебаний,

так и направлением их введения в зону обработки. Однако полученные в предшествующих исследованиях результаты относятся к взаимодействию поверхностей в условиях их трения скольжения, а поэтому не могут быть напрямую использованы для оценки управляющего влияния ультразвука на процесс контактного взаимодействия деформирующего инструмента с обрабатываемой поверхностью при методе обкатки, т. е. в условиях трения качения.

Последнее обстоятельство определило цель данной работы, которая заключалась в теоретической оценке влияния интенсивности и направления введения ультразвуковых колебаний, сообщаемых накатному ролику, на условия его контактного взаимодействия с обрабатываемой поверхностью.

Расчетная модель, примененная в исследованиях

Для математического описания процесса контактного взаимодействия ролика с подвижной поверхностью при сообщении ему продольных ультразвуковых колебаний, направленных под углом к вертикальной оси, обратимся к модели акустической колебательной системы, представленной на рис. 1.

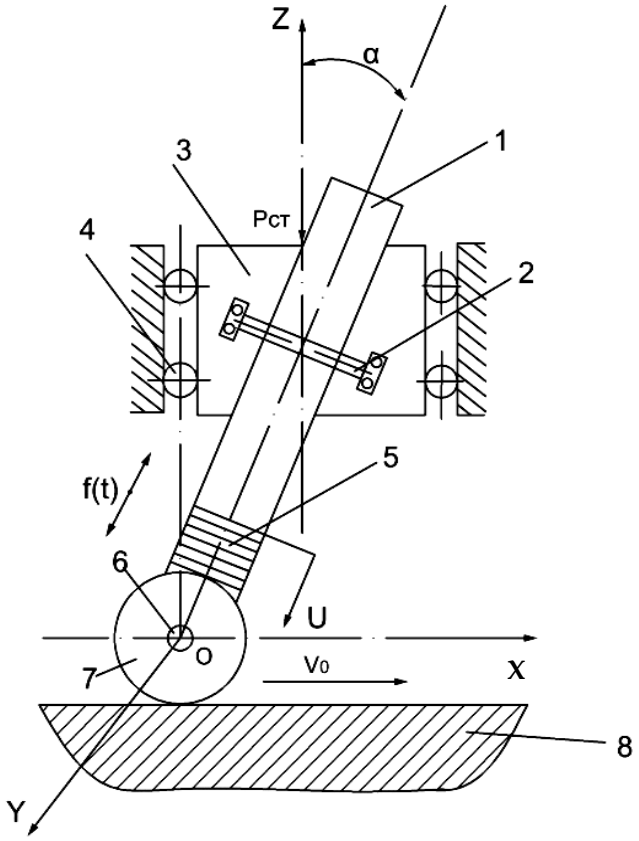

Рис. 1. Модель акустической колебательной системы для описания процесса взаимодействия ролика с подвижной поверхностью при сообщении ему ультразвуковых колебаний, направленных под углом к вертикальной оси

Здесь ультразвуковой преобразователь вместе с концентратором заменен жестким стержнем 1, имеющим ту же массу и длину. В узловом сечении на стержне предусмотрен фланец 2, посредством которого он закрепляется на подвижной части 3 шариковых направляющих 4. При этом конструкция креп-

ления позволяет устанавливать его под углом к вертикальной оси. К выходному торцу стержня жестко прикреплен невесомый упругий элемент 5, имеющий неподвижную ось 6, на которую по скользящей (с нулевым зазором) посадке установлен ролик 7. За счет статической нагрузки $P_{ст}$, приложенной к подвижной части шариковых направляющих, ролик прижимается к поверхности подвижного жесткого основания 8.

Рассчитаем угловую скорость вращения ролика при его взаимодействии с подвижным основанием в обычных условиях качения и при сообщении ему ультразвуковых колебаний, направленных под различным углом к вертикальной оси. Для этого обратимся к расчетной схеме взаимодействия ролика с подвижным жестким основанием, приведенной на рис. 2.

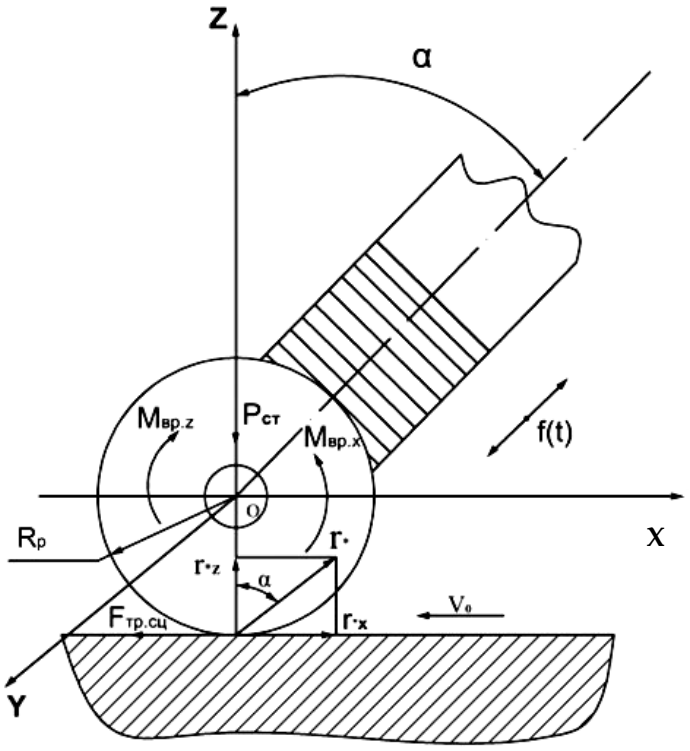

Рис. 2. Расчетная схема контактного взаимодействия ролика с подвижной поверхностью при сообщении ему ультразвуковых колебаний, направленных под углом к вертикальной оси

Примем, что проскальзывание ролика относительно плоскости основания отсутствует, т. е. в зоне их контакта действуют только силы трения сцепления, а силы сопротивления вращению ролика вокруг оси OY, совпадающей с осью его вращения, действующие в сопряжении ось-ролик, настолько малы, что ими можно пренебречь.

Тогда для обычных условий качения ролика при его нагружении статической нагрузкой $P_{ст}$ средняя угловая скорость его вращения вокруг оси OY за время, равное периоду ультразвуковых колебаний T, определяется следующим образом:

$$\omega_y = \frac{\mu \cdot P_{ст} \cdot R_p}{J_y} T, \qquad (1)$$

где μ – коэффициент трения; R_P – радиус ролика; J_y – момент инерции ролика относительно оси OY, $J_y = \frac{1}{2} m_p R_p^{\,2}$; m_p – масса ролика.

Внося значение J_y в формулу (1), получим

$$\omega_y = \frac{2\mu \cdot P_{cm} \cdot T}{m_p R_p}. \qquad (2)$$

Из формулы (2) следует, что при обычных условиях качения ролик совершает равномерное вращательное движение вокруг оси OY, скорость которого возрастает с увеличением μ и $P_{ст}$ и со снижением m_p и R_p.

Переходя к расчету угловой скорости вращения ролика при ультразвуковом воздействии, воспользуемся следующими положениями, сделанными авторами [4] для случая, когда ультразвуковые колебания сообщаются ролику вдоль оси OZ, т. е. когда угол $\alpha = 0$.

В частности, с учетом четности работы ультразвукового преобразователя упругий невесомый элемент имеет характеристику:

$$U = \frac{R}{c} + A_0(1 - \cos\omega_{ак} t),$$

где U – текущее значение смещения упругого элемента; R – усилие, сжимающее элемент; c – жесткость упругого элемента; A_0 – амплитуда ультразвуковых колебаний; $\omega_{ак}$ – их круговая частота.

Обозначив $r = -\frac{R}{c}$, получим

$$U + r = A_0(1 - \cos\omega_{ак} t), \qquad (3)$$

где $0 \le u \le 2A_0$; $0 \le r \le 2A_0$.

Пусть в статическом режиме взаимодействия ролика с основанием $U_{ст} = -\frac{P_{ст}}{c}$, $r_{ст} = -\frac{P_{ст}}{c}$, тогда $U_{ст} + r_{ст} = 0$.

Положим, что при взаимодействии с колебаниями в присутствии динамических составляющих $U_д$ и $r_д$ выполняется условие

$$U = U_{ст} + U_д; \qquad r = r_{ст} + r_д.$$

Тогда из формулы (3) получаем

$$U_д + r_д = A_0(1 - \cos\omega_{ак} t).$$

С целью упрощения математического описания заменим гармонический закон изменения U и r на закон треугольника. С учетом этого на рис. 3 показано поведение системы за период ультразвуковых колебаний.

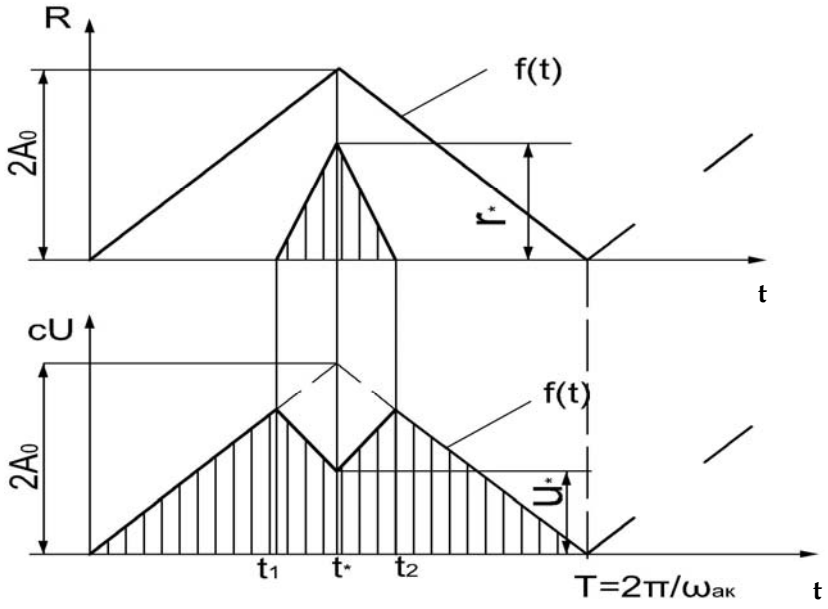

Рис. 3. Характер изменения R и cU за период ультразвуковых колебаний при замене гармонического закона на закон треугольника

На этапе торможения, когда $t_1 \le t \le t_*$, где t_* – момент остановки, имеем:

$$R = -cr; \quad r = f(t) - U;$$

$$f(t) = 2A_0 \frac{\omega_{ак} t}{\pi}; \; dz = -dU.$$

Примем, что сила реакции основания за время контакта с роликом также меняется по закону треугольника и

$$r = r_* \frac{t - t_1}{t_* - t}, \quad (t_1 \le t \le t_*).$$

В [4] получены формулы для расчета времени контактного взаимодействия поверхностей $t_к$ за период колебаний, максимального значения силы реакции r_* за время $t_к$ и значение импульса I силы r_* за время контакта поверхностей:

$$t_k = \frac{4P_{ст}\pi}{A_0 \omega_{ак} c} C; \qquad (4)$$

$$r_* = \frac{2P_{ст}}{c} Д; \qquad (5)$$

$$I = c r_* t_k \frac{8 P_{ст}^2 \pi}{A_0 \omega_{ак} c} C Д, \qquad (6)$$

где

$$Д = 1 + \frac{\beta}{C}; \quad C = \frac{1 + \sqrt{1 + 4(\Delta + \beta)}}{2\left(1 + \frac{\Delta}{\beta}\right)}.$$

Значения безразмерных коэффициентов Δ и β определяются следующим образом:

$$\Delta = \frac{m v_1^2 c}{4 P_{ст}^2}; \quad \beta = c r_* t_k \frac{A_0 m \omega_{ак} \upsilon_1}{\pi P_{ст}^2},$$

где m – масса ультразвукового преобразователя (масса стержня); υ_1 – скорость стержня в момент соударения, $\upsilon_1 = 2\sqrt{q(A_0 - 2z_{ст})}$, $z_{ст}$ – величина предварительного натяга (сжатие упругого элемента), обусловленная статическим нагружением системы, $z_{ст} = \frac{P_{ст}}{c}$.

В полученные выражения для определения t_k, r_* и I входят безразмерные коэффициенты С и Д, которые могут принимать значения от единицы и выше. Они будут равны единице, если $A_0 = 2z_{ст}$ и $\upsilon_1 = 0$, что соответствует безотрывному режиму взаимодействия ролика с неподвижным основанием при $\upsilon_0 = 0$. Тогда выражения (4)–(6) примут вид:

$$r_* = \frac{2P_{ст}}{c} = 2z_{ст}; \; t_k = T;$$

$$I = \frac{2 P_{ст} \pi}{\omega_{ак} c} = P_{ст} T.$$

Отсюда следует, что в безотрывном режиме взаимодействия ролика с основанием, когда они колеблются как единое целое в пределах упругих деформаций, колебательная система является линейной, при этом величина импульса силы за период колебаний соответствует статическому нагружению системы.

Если $A_0 > 2z_{ст}$, то взаимодействие ролика с неподвижной поверхностью основания протекает в виброударном режиме, а система становится нелинейной, что обусловлено нелинейным возрастанием коэффициентов С и Д. При этом по мере увеличения указанного неравенства значения r_* и I нелинейно возрастают, а величина t_k снижается.

Теперь рассмотрим, как изменится режим работы акустической колебательной системы, если ролик взаимодействует с поверхностью подвижного основания, имеющего линейную скорость υ_0 (см. рис. 1). В этом случае на ролик со стороны движущейся поверхности действует постоянная реакция, вызывающая дополнительное сжатие упругого невесомого элемента, что оп-

равданно трактовать как соответствующую величину натяга в акустической колебательной системе. Следовательно, при взаимодействии ролика с подвижным основанием суммарный натяг в акустической колебательной системе z_Σ будет определяться величиной натяга, обусловленной ее статическим нагружением $z_{ст}$, а также значением натяга, вызванного скоростью движения основания $z_\upsilon(\upsilon_0)$. Поэтому условие работы системы в виброударном режиме запишется как

$$A_0 > 2z_\Sigma \quad \text{или} \quad A_0 > 2[z_{ст} + z_\upsilon(\upsilon_0)]. \quad (7)$$

Согласно полученным в [5] данным, $z_\upsilon(\upsilon_0) = z_{ст}(e^{\varepsilon\upsilon_0} - 1)$. Тогда неравенство (7) примет вид:

$$A_0 > 2z_{ст}e^{\varepsilon\upsilon_0}, \quad (8)$$

где e – основание натуральных логарифмов; ε – коэффициент, определяемый экспериментально.

Неравенство (8) устанавливает границу работы акустической колебательной системы в виброударном режиме с учетом статического нагружения ролика и скорости движения основания. Из него видно, что с увеличением υ_0 значение суммарного натяга в колебательной системе возрастает, что смещает границу виброударного режима в область меньших значений $P_{ст}$.

Заменяя в выражениях (4)–(6) удвоенную величину натяга, обусловленную только статическим нагружением системы (при $\upsilon_0 = 0$) $2z_{ст} = \frac{2P_{ст}}{c}$, на удвоенное значение суммарного натяга $2z_\Sigma = 2z_{ст}e^{\varepsilon\upsilon_0}$, получим зависимости для расчета r_*, t_k и I при взаимодействии ролика с подвижным основанием, имеющим скорость υ_0:

$$t_k = \frac{4z_{ст}e^{\varepsilon\upsilon_0}\pi}{A_0\omega_{ак}}C; \quad (9)$$

$$r_* = 2z_{ст}e^{\varepsilon\upsilon_0}Д; \quad (10)$$

$$I = \frac{8P_{ст}z_{ст}e^{\varepsilon\upsilon_0}}{A_0\omega_{ак}}СД. \quad (11)$$

При этом $\upsilon_1 = 2\sqrt{q(A_0 - 2z_{ст}e^{\varepsilon\upsilon_0})}$.

Используя полученное выражение для определения временных и силовых параметров контактного взаимодействия ролика с подвижным основанием при введении колебаний перпендикулярно его поверхности (вдоль оси OZ), рассчитаем угловую скорость вращения ролика вокруг оси OY, когда колебания ему сообщаются под углом α к оси OZ (см. рис. 2). В этом случае силу реакции со стороны основания, действующую на ролик за время их контакта r_*, разложим на тангенциальную составляющую r_*^x и нормальную r_*^z, значения которых определяются как

$$r_*^x = r_*\cos\alpha \quad \text{и} \quad r_*^z = r_*\sin\alpha.$$

Запишем уравнение вращательного движения ролика вокруг оси OY, когда колебания ему сообщаются под у, используя теорему о моменте количества движения системы при воздействии внешних мгновенных сил (ударов):

$$J_y\left(\omega_y - \omega_{yo}\right) = \sum_{i=1}^{n} M_{вр.i}, \quad (12)$$

где ω_y и ω_{y0} – угловые скорости вращения ролика в моменты времени t и t_0 соответственно.

В правой части уравнения (12) стоит сумма моментов импульсов внешних мгновенных сил относительно оси OY. Если пренебречь силами сопротивления, возникающими в подвижном сопряжении ось-ролик, то на него за время контактного взаимодействия с подвижным основанием действует вращательный момент, равный сумме противоположно направленных моментов импульсов сил, создаваемых составляющими r_*^x и r_*^z относительно оси

OY. Причем момент импульса силы r_*^z направлен по часовой стрелке, а момент импульса силы r_*^x – против часовой стрелки (см. рис. 2).

Значения указанных моментов определяются следующим образом:

$$M_{вр}^x = I_x \mu R_p \quad \text{и} \quad M_{вр}^z = I_z \mu R_p,$$

где μ – коэффициент трения сцепления; I_x, I_z – импульсы силы реакции, действующие вдоль осей OX и OZ, за время контакта поверхностей соответственно, которые определяются как

$$I_x = I\cos\alpha; \quad I_z = I\sin\alpha.$$

Подставляя в формулу (12) выражения для вычисления моментов импульсов сил, действующих на ролик за время его контакта с поверхностью подвижного основания, и принимая, что при $t_0 = 0$ $\omega_{y0} = 0$, после преобразования получим выражение для определения средней угловой скорости вращения ролика за время контакта поверхностей при сообщении ему ультразвуковых колебаний под углом α к оси OZ

$$\omega_{yak} = \frac{16\mu \cdot P_{ст} \cdot z_{ст} \cdot e^{\varepsilon v_0}}{A_0 \omega_{ak} m_p R_p} СД\left(1 - tg\alpha\right). \quad (13)$$

Чтобы определить среднюю угловую скорость вращения ролика вокруг оси OY за время, равное периоду ультразвуковых колебаний, примем, что в момент разрыва контакта и на протяжении времени отрыва поверхностей ($T - t_k$) вращение ролика отсутствует ($\omega_y = 0$). Тогда достаточно в выражение (13) внести отношение $\frac{t_k}{T}$ и получим формулу для расчета средней угловой скорости вращения ролика относительно оси OY за время, равное периоду ультразвуковых колебаний:

$$\omega_{yak} = \frac{16\mu \cdot P_{ст} \cdot z_{ст} \cdot e^{\varepsilon v_0}}{A_0 \cdot \omega_{ak} \cdot m_p \cdot R_p} \frac{t_k}{T} СД\left(1 - tg\alpha\right). \quad (14)$$

Заметим, что полученное выражение позволяет рассчитать угловую скорость вращения ролика при условии, что угол α изменяется в пределах $-\frac{\pi}{2} > \alpha < \frac{\pi}{2}$. Такое ограничение связано с тем, что при $\alpha = -\frac{\pi}{2}$ и $\frac{\pi}{2}$ сообщаемые ролику ультразвуковые колебания действуют только вдоль оси OX, исключая тем самым условия для возникновения в колебательной системе виброударного режима ее работы, включая безотрывное колебательное взаимодействие ее звеньев. Принятая в данных исследованиях расчетная модель взаимодействия ролика с основанием при ультразвуковом воздействии справедлива для тех случаев, когда в колебательной системе предусмотрены соответствующие условия для реализации виброударного режима ее работы. Поэтому с целью оценки влияния ультразвуковых колебаний, сообщаемых ролику вдоль оси OX, на условия его контактного взаимодействия с подвижным основанием необходимо использовать иную расчетную модель, разработке которой и ее исследованию посвящены последующие исследования авторов.

В рамках данной работы, основываясь на зависимости (14), проанализируем влияние угла введения ультразвуковых колебаний, их интенсивности, а также статической нагрузки, скорости движения основания и параметров ролика на среднюю угловую скорость его вращения вокруг оси OY.

Так, при $\alpha = 0$, когда ультразвуковые колебания действуют вдоль оси OZ, $tg\,\alpha = 0$ и выражение (14) принимает вид:

$$\omega_{yak} = \frac{16\mu \cdot P_{ст} \cdot z_{ст} \cdot e^{\varepsilon v_0}}{A_0 \omega_{ak} m_p R_p} \frac{t_k}{T} СД. \quad (15)$$

В этом случае $I_x = 0$ и $M_{вр}^x = 0$, а, следовательно, вращение ролика вокруг оси OY происходит за счет действия

одного вращающего момента $M_{вр}^{z} = I_z \mu R_p$ (см. рис. 2). Поэтому направление его вращения остается таким же, как при его качении относительно подвижного основания в обычных условиях их контактирования (без ультразвукового воздействия). При виброударном режиме их взаимодействия, когда $A_0 > 2 z_{ст} e^{\varepsilon \upsilon_0}$, то как следует из формулы (15), по мере увеличения амплитуды ультразвуковых колебаний значение ω_{yak} снижается. Аналогичным образом на изменение угловой скорости вращения ролика влияют его радиус и масса. С увеличением статической нагрузки и скорости перемещения основания значение ω_{yak} возрастает, что обусловлено снижением интенсивности виброударного режима работы акустической колебательной системы за счет возрастания в ней суммарного натяга.

Сделанное допущение о том, что сила реакции основания r_* за время его контакта с роликом t_k изменяется по закону треугольника, позволяет считать, что и величина вращающего момента за это время $M_{вр}$ также будет изменяться по этому закону. Примем, что угловая скорость вращения ролика в момент начала его контакта с основанием и в момент их отрыва равна нулю. С учетом этого на рис. 4 показан характер изменения угловой скорости вращения ролика за период ультразвуковых колебаний при виброударном режиме его взаимодействия с подвижным основанием для различных значений амплитуды колебаний с введением их вдоль оси OZ.

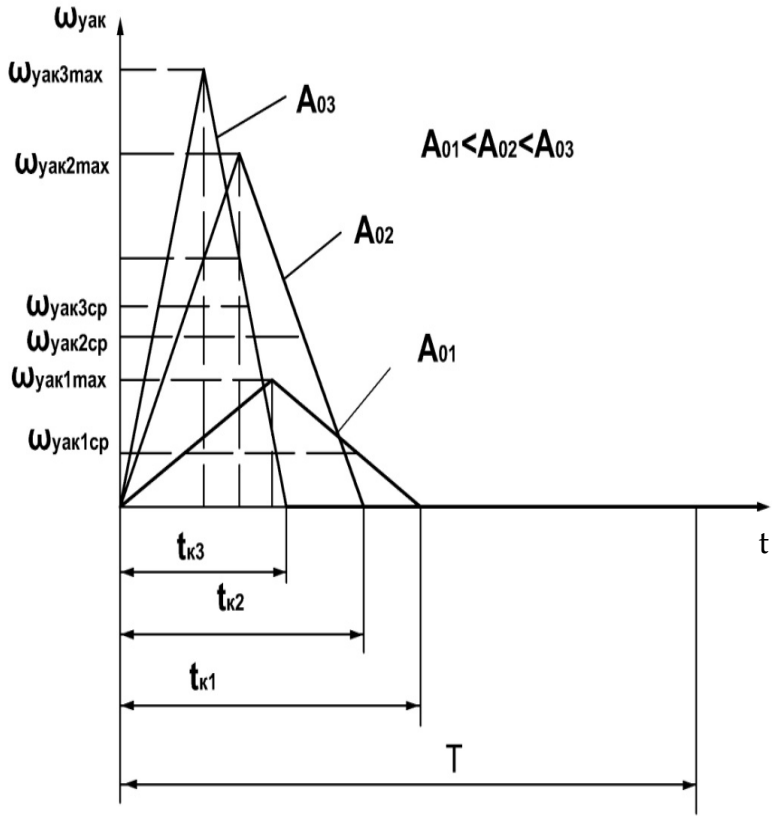

Рис. 4. Характер изменения угловой скорости вращения ролика за период ультразвуковых колебаний при виброударном режиме его взаимодействия с подвижным основанием для различных значений амплитуды колебаний с введением их вдоль оси OZ

Отсюда видно, что угловая скорость вращения ролика с момента начала контакта возрастает от нуля до своего максимального значения ω_{yak}^{max}, которое соответствует половине времени контактного взаимодействия поверхностей $\frac{t_k}{2}$. После этого она снижается и становится равной нулю к моменту их отрыва и сохраняет это значение на протяжении данной стадии $(T - t_k)$ вплоть до наступления следующего контактного взаимодействия поверхностей. Поэтому среднее значение угловой скорости вращения ролика за период ультразвуковых колебаний будет определяться, с одной стороны, ее средним значением за время контактного взаимодействия поверхностей ω_{yak}^{cp}, которое равно $\frac{\omega_{yak}^{max}}{2}$, а с другой – отношением продолжительности этой стадии к периоду колебаний $\frac{t_k}{T}$. По мере увеличения амплитуды колебаний $A_{01} < A_{02} < A_{03}$ значения как максимальной, так и средней угловой скорости вращения ролика за время его контактного взаимодействия с подвижным основанием возрастают. Но одновременно с этим продолжительность этой стадии сокращается, т. е. t_k уменьшается, а поэтому среднее значение угловой скорости вращения ролика за период ультразвуковых колебаний с повышением их амплитуды будет снижаться. Исходя из этого можно сформулировать следующие принципиальные положения о влиянии ультразвуковых колебаний рассматриваемого направления на изменение угловой скорости вращения ролика по сравнению с традиционными условиями его качения. Так, при реализации виброударного режима взаимодействия ролика с подвижным основанием средняя угловая скорость его вращения всегда будет ниже ее значения, соответствующего традиционным условиям качения при сохранении одинакового направления вращения ролика. По мере увеличения интенсивности виброударного режима взаимодействия ролика с подвижным основанием за счет повышения амплитуды ультразвуковых колебаний или снижения статической нагрузки и скорости перемещения основания степень снижения угловой скорости вращения ролика в сравнении с традиционными условиями его качения возрастает.

Проанализируем условия качения ролика при сообщении ему ультразвуковых колебаний, направленных под углом α к оси OZ. За положительное значение этого угла примем вариант, при котором направление действия тангенциальной составляющей амплитуды колебаний ролика в момент контакта с основанием совпадает с направлением скорости его перемещения, т. е. случай попутного взаимодействия. При встречном взаимодействии направление действия указанных параметров оказывается противоположным, что соответствует отрицательному значению угла α.

Как следует из формулы (14), для оценки влияния угла α на угловую скорость вращения ролика при ультразвуковом воздействии достаточно проанализировать изменение функции $(1 - \mathrm{tg}\ \alpha)$ в диапазоне $-\frac{\pi}{2} > \alpha < \frac{\pi}{2}$. На рис. 5, а показан характер изменения ω_{yak} от угла введения ультразвуковых колебаний при попутном взаимодействии ролика с подвижным основанием.

Отсюда видно, что по мере увеличения угла α в сторону его положительных значений угловая скорость вращения ролика снижается в сравнении с ее значением при $\alpha = 0$. В том случае, когда $\alpha = \frac{\pi}{4}$ и $\mathrm{tg}\ \alpha = 1$, $\omega_{yak} = 0$, т. е. вращение ролика отсутствует. При $\frac{\pi}{4} < \alpha < \frac{\pi}{2}$ угловая скорость вращения ролика возрастает, причем изменяется на противоположное направление этого вращения.

Характер изменения ω_{yak} от зна-

чения угла α в пределах $0 \le \alpha < -\frac{\pi}{2}$, т. е. при встречном взаимодействии ролика с подвижным основанием, приведен на рис. 5, б. В этом случае с увеличением угла α угловая скорость вращения ролика возрастает по сравнению с ее значением при $\alpha = 0$, при этом направление этого вращения не изменяется. Для $\alpha = -\frac{\pi}{4}$, когда $tg\ \alpha = -1$ угловая скорость вращения ролика в два раза превышает ее значение, соответствующее $\alpha = 0$. С изменением этого угла в пределах $-\frac{\pi}{4} < \alpha < -\frac{\pi}{2}$ угловая скорость вращения ролика продолжает возрастать. Отсюда вытекает важный вывод о том, что при сообщении ролику ультразвуковых колебаний, направленных под углом к вертикальной оси, степень их влияния на угловую скорость его вращения, в первую очередь, определяется изменением направления этого угла относительно указанной оси. Другими словами, имеет место попутное или встречное взаимодействие колеблющегося ролика с подвижным основанием.

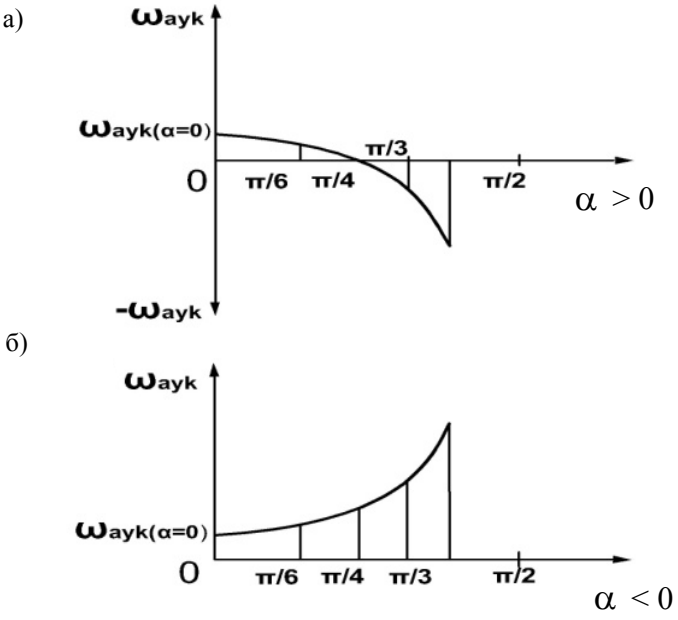

Рис. 5. Зависимость угловой скорости вращения ролика при ультразвуковом воздействии от значения угла введения колебаний относительно вертикальной оси: а – при попутном взаимодействии; б – при встречном взаимодействии ролика с подвижным основанием

Для раскрытия механизма влияния ультразвуковых колебаний на угловую скорость вращения ролика при указанных условиях его взаимодействия с подвижным основанием обратимся к рис. 6.

На нем показан характер изменения угловой скорости вращения ролика за период ультразвуковых колебаний при попутном (рис. 6, а) и встречном (рис. 6, б) его взаимодействии с подвижным основанием при виброударном режиме их контактирования.

Как было показано выше, при попутном взаимодействии на ролик за время его контактирования с поверхностью подвижного основания действуют два вращающих момента, стремящихся повернуть ролик относительно оси OY, но в противоположных направлениях (см. рис. 2).

С учетом этого на рис. 6, а изменению угловой скорости вращения ролика за время контакта под действием момента M_1 соответствует зависимость (1), а под действием момента M_2 – зависимость (2). Путем их графического сложения получена результирующая зависимость (3), отражающая изменение угловой скорости вращения ролика за время его контактного взаимодействия с подвижным основанием. Отсюда видно, что как максимальное (ω_{yak}^{max}), так и среднее значение (ω_{yak}^{cp}) этой скорости, а также направление вращения ролика будут определяться соотношением действующих на него за время контакта моментов, которые, в свою очередь, зависят от угла α. При $\alpha = -\frac{\pi}{4}$ эти моменты оказываются равными по величине, но действующими в противоположном направлении, в результате чего вращение ролика будет отсутствовать. В том случае, когда $\alpha > \frac{\pi}{4}$, значение момента M_2 становится больше момента M_1, вследствие чего ролик изменяет направление своего вращения, угловая скорость которого возрастает по мере увеличения угла α вплоть до его значений, при которых при данных условиях качения ролика сохраняется виброударный режим его взаимодействия с подвижным основанием, т. е. $\alpha < \frac{\pi}{2}$.

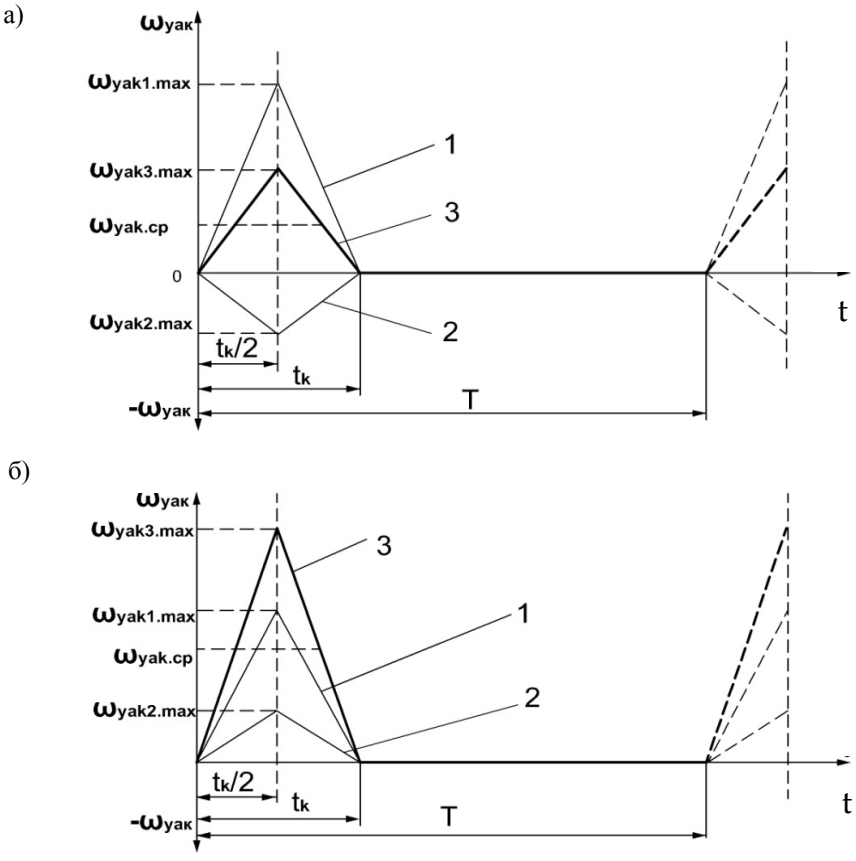

Рис. 6. Характер изменения угловой скорости вращения ролика за период ультразвуковых колебаний при попутном (а) и встречном (б) его взаимодействии с подвижным основанием: 1 и 2 – изменение угловой скорости вращения ролика за время его контакта с подвижным основанием под действием вращающих моментов M_1 и M_2 соответственно; 3 – изменение результирующей угловой скорости вращения ролика за время его контакта с основанием

Отмеченные положения остаются справедливыми для трактования механизма влияния ультразвуковых колебаний на угловую скорость вращения ролика при его встречном взаимодействии с подвижным основанием (см. рис. 6, б). Отличие от предыдущего случая заключается в том, что при встречном взаимодействии ($0 < \alpha < -\frac{\pi}{2}$) вращение ролика происходит под действием двух вращающих моментов M_1 и M_2, направленных в одну сторону. Тогда под действием момента M_1 угловая скорость вращения ролика за время его контакта с поверхностью движущегося основания изменяется по зависимости (1), а под действием момента M_2 – по зависимости (2). В результате их сложения результирующее значение угловой скорости вращения ролика за время его контакта с подвижным основанием будет изменяться по зависимости (3). Отсюда следует, что при встречном взаимодействии колеблющегося ролика с подвижным основанием при всех значениях угла α в указанном диапазоне направление вращения ролика не изменяется, а его угловая скорость оказывается выше по сравнению с ее значением, соответствующим $\alpha = 0$. Так, в частности, при $\alpha = -\frac{\pi}{4}$ угловая скорость вращения ролика в 2 раза превышает ее значение, когда колебания вводятся вдоль вертикальной оси ($\alpha = 0$).

Таким образом, полученные в ходе данных исследований результаты позволяют сформулировать следующие основные выводы.

1. Предложена математическая модель процесса контактного взаимодействия ролика с жестким подвижным основанием при сообщении ролику ультразвуковых колебаний, направленных под углом к вертикальной оси, позволяющая исследовать влияние угла введения колебаний и их интенсивности на силовые, временные и скоростные параметры этого процесса.

2. С использованием этой модели получена аналитическая зависимость для расчета угловой скорости вращения ролика при ультразвуковом воздействии в зависимости от угла введения колебаний, их интенсивности, статической нагрузки, скорости движения основания, массы и радиуса ролика при условии сохранения виброударного режима взаимодействия ролика с поверхностью подвижного основания.

3. Установлено, что при сообщении ролику ультразвуковых колебаний вдоль вертикальной оси ($\alpha = 0$), обеспечивающих виброударный режим его взаимодействия с подвижным основанием, угловая скорость вращения ролика во всех случаях будет меньше ее значения, соответствующего его качению в обычных условиях с сохранением неизменного направления вращения. При этом показано, что степень этого снижения возрастает с повышением интенсивности виброударного режима работы акустической колебательной системы за счет увеличения амплитуды колебаний, уменьшения статической нагрузки и скорости движения основания.

4. Показано, что при прочих равных условиях степень влияния ультразвуковых колебаний на изменение угловой скорости вращения ролика, в первую очередь, определяется направлением изменения угла α их введения относительно вертикальной оси. В том случае, когда тангенциальная составляющая колебательных смещений поверхности ролика за время его контакта с поверхностью основания совпадает с направлением перемещения последней, имеет место их попутное взаимодействие ($\alpha > 0$). Если $\alpha < 0$, то направление действия указанных параметров является противоположным и реализуются условия встречного взаимодействия ролика с подвижным основанием.

5. На основе анализа действующих на ролик вращающих моментов за время

его контакта с подвижным основанием представлен механизм влияния ультразвуковых колебаний на характер изменения угловой скорости вращения ролика при его попутном и встречном взаимодействии с поверхностью основания:

– показано, что при попутном взаимодействии на ролик за время его контактирования с поверхностью подвижного основания действуют два противоположно направленных вращающих момента. Поэтому как направление вращения ролика, так и значение его угловой скорости за время его контактирования с поверхностью основания определяется соотношением этих моментов, которое, в свою очередь, зависит от угла α. Так, по мере его увеличения в пределах $0 < \alpha < -\frac{\pi}{2}$, угловая скорость вращения ролика снижается по сравнению с ее значением, когда колебания сообщаются ему вдоль вертикальной оси (α = 0). Если $\alpha = -\frac{\pi}{4}$, то вращение ролика отсутствует в силу равенства нулю суммы действующих на него вращающих моментов. При $\alpha > \frac{\pi}{4}$ направление вращения ролика изменяется на противоположное и его угловая скорость возрастает по мере увеличения угла α вплоть до его значения, при котором сохраняется виброударный режим взаимодействия ролика с подвижным основанием, т. е. до $\alpha < \frac{\pi}{2}$;

– показано, что при встречном взаимодействии на ролик за время его контактирования с поверхностью подвижного основания также действуют два вращающих момента, но направленных в одну сторону, соотношение между которыми определяется значениями угла α. Поэтому во всем интервале его значений $0 > \alpha > -\frac{\pi}{2}$ направление вращения ролика не изменяется и совпадает с направлением его вращения при введении ультразвуковых колебаний вдоль вертикальной оси (α = 0). При этом по мере изменения угла α от нуля в сторону $-\frac{\pi}{2}$ угловая скорость вращения ролика постоянно возрастает по сравнению с ее значением при α = 0 и эта закономерность сохраняется до значения угла α, при котором имеет место виброударный режим взаимодействия ролика с подвижным основанием ($\alpha > -\frac{\pi}{2}$).

6. Теоретически обосновано, что путем сообщения накатному ролику (деформирующему инструменту) ультразвуковых колебаний становится возможным за счет изменения направления их введения и интенсивности целенаправленно и в широком диапазоне влиять на условия его контактного взаимодействия с обрабатываемой поверхностью, включая управление как угловой скоростью вращения накатного ролика, так и его направлением.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Епифанов, В. И.** Технология обработки алмазов в бриллианты / В. И. Епифанов, А. Я. Лесина, Л. В. Зыков ; под ред. В. И. Епифанова. – М. : Высш. шк., 1987. – 335 с.

2. **Северденко, В. П.** Ультразвук и пластичность / В. П. Северденко, В. В. Клубович, А. В Степаненко. – Минск : Наука и техника, 1976. – 448 с.

3. **Марков, А. И.** Ультразвуковая обработка материалов / А. И. Марков. – М. : Машиностроение, 1980. – 237 с.

4. **Киселев, М. Г.** Ультразвук в поверхностной обработке материалов / М. Г. Киселев, В. Т. Минченя, В. А. Ибрагимов ; под ред. М. Г. Киселева. – Минск : Тесей, 2001. – 344 с.

5. **Киселев, М. Г.** Экспериментальное определение зависимости скоростного натяга в виброударной акустической колебательной системе от частоты вращения ультразвуковых преобразователей / М. Г. Киселев, А. А. Новиков // Вестн. ГГТУ им. П. О. Сухого. – 2006. – № 3. – С. 3–10.

Белорусский национальный технический университет
Материал поступил 20.12.2008

M. G. Kiselev, A. V. Drozdov,
V. L. Habets, A. A. Stoliarov
Influence of ultrasonic oscillation imparted to knurling tool on-the-miter on the conditions of its contact interaction with mobile base

In this article the authors introduce simulator of contact interaction of the knurling tool with hard mobile base while impacting on the tool with ultrasonic oscillation on-the-miter to the pintle. This allows investigating the influence of the angle of entry and intensity of ultrasound on power, temporal and speeding parameters of the process. The authors discover analytic dependence which allows calculating angular velocity of the roller under the impact of ultrasound depending on the angle of entry and intensity of oscillation, static load, velocity of the base, mass and radius of the roller while conserving vibroimpact mode of interaction of the roller and the surface of the mobile base. The authors introduce the mechanism of the impact of ultrasonic oscillation on the behavior of angular velocity of the roller during its forward and backward interaction with the surface of the mobile base. The authors show that by means of ultrasonic excitation of the knurling tool (due to varying the angle of entry and intensity of the oscillation) it is possible to widely affect the conditions of its contact interaction with work surface, including angular velocity and sign of rotation of the roller.

УДК 669.017

Ф. Г. Ловшенко, д-р техн. наук, проф., Г. Ф. Ловшенко, канд. техн. наук, доц.

ОПТИМИЗАЦИЯ СОСТАВА МЕХАНИЧЕСКИ ЛЕГИРОВАННЫХ ДИСПЕРСНО-УПРОЧНЕННЫХ НИКЕЛЕВЫХ МАТЕРИАЛОВ

Приведены результаты исследований фазовых и структурных превращений в системах Ni-Al-O, Ni-Al-Mo-O, протекающих на всех технологических стадиях получения механически легированных дисперсно-упрочненных никелевых материалов; данные по влиянию состава исходной шихты на механические свойства и результаты его оптимизации.

Жаропрочные сплавы характеризуются высокой стойкостью против ползучести. Основными механизмами ее являются дислокационный и диффузионный. Последний обусловлен развитием межзеренной диффузии и преобладает при температурах выше $0{,}5T_{пл}$. Развитию ползучести способствует также зернограничное скольжение. Классические жаропрочные сплавы, как правило, являются дисперсионно-упрочненными. Жаропрочность их ограничена температурой коагуляции и роста интерметаллидных упрочняющих фаз и не превышает $0{,}6T_{пл}$ основы. Ограничение подвижности дислокаций, межзеренной диффузии и зернограничного скольжения приводит к повышению жаропрочности. Для достижения этого необходимо уменьшить до предельно допустимого значения величину свободного перемещения дислокаций, локализовать передвижение дефектов кристаллического строения в пределах зерна (субзерна), минимизировать сток дефектов кристаллического строения на границы зерен, исключить межзеренное скольжение. Эти условия могут быть реализованы в дисперсно-упрочненных материалах.

Дисперсное упрочнение является эффективным методом повышения прочности материалов в интервале температур $0{,}6\text{-}0{,}9T_{пл}$ основы. В отличие от дисперсионно-упрочненных сплавов роль упрочняющих фаз в этом случае выполняют нано-/субмикроразмерные частицы термодинамически стабильных соединений, прежде всего оксидов, имеющих высокое значение модуля сдвига, стойкие против коагуляции и роста при температурах, достигающих температуры плавления основы.

Дисперсно-упрочненный никель (ВДУ-1, ВДУ-2, TD-никель и DS-никель) является одним из основных материалов для производства тяжелонагруженных деталей, работающих при температуре выше $0{,}6T_{пл}$ основы, определяющих надежность, долговечность, коэффициент полезного действия энергетических установок. В этом случае фазами, вызывающими дисперсное упрочнение, служат оксиды ThO_2, HfO_2, Y_2O_3 в количестве до 3 %. Технология изготовления данных материалов включает получение дисперсно-упрочненной порошковой композиции с последующей переработкой ее в полуфабрикаты методами порошковой металлургии, включающей этапы брикетирования, спекания, горячее прессование (экструзия или прокатка). Для повышения механических свойств полуфабрикаты в дальнейшем подвергаются волочению, ротационной ковке, прокатке и др. Наиболее сложной и дорогостоящей операцией является получение порошковой дисперсно-упрочненной композиции. Для ее изготовления используются химические методы: химическое смешивание, разложение смеси солей, водородное восстановление из растворов, химическое осаждение из растворов [1]. Основными недостатками этих методов являются большая трудоемкость процесса, низкая чистота порошковой ком-

позиции, экологическая небезопасность, неуниверсальность.

Указанных недостатков лишена технология, основанная на реакционном механическом легировании, заключающаяся в обработке в механореакторе реакционноспособных порошковых систем, в процессе которой протекают механически активируемые фазовые и структурные превращения, приводящие к формированию гранулированной композиции со структурой основы субмикрокристаллического типа, границы зерен и субзерен которой стабилизированы наноразмерными включениями упрочняющих фаз [2, 3]. Исходная шихта в этом случае наряду с порошком основы должна содержать порошки металла, имеющего высокое сродство к кислороду, и кислородосодержащее соединение с низкой термодинамической стабильностью. В этом случае в процессе обработки в механореакторе и на последующих технологических стадиях имеют место механически и термически активируемые фазовые и структурные превращения, одним из продуктов которых являются наноразмерные частицы оксида легирующего элемента, играющие роль упрочняющей фазы. Установлено, что в качестве последней в ряде случаев эффективен оксид алюминия Al_2O_3 [3–5]. В отличие от ThO_2, HfO_2 и Y_2O_3 он является нетоксичным, а стоимость алюминия, входящего в его состав, на порядок ниже стоимости Th, Hf и Y.

Цель работы заключалась в изучении физико-химических процессов, протекающих на всех технологических стадиях получения механически легированных дисперсно-упрочненных никелевых материалов, и оптимизации состава исходной шихты.

Методика исследования

Технологический процесс получения механически легированных материалов включает следующие стадии: подбор исходных компонентов, обработка шихты в механореакторе на основе вибромельницы и получение механически легированной гранулированной композиции, термическая обработка композиции или брикетов, изготовление полуфабрикатов горячим прессованием.

При использовании в качестве упрочняющей фазы, синтезирующейся в процессе реализации технологии, оксида Al_2O_3 в роли поставщика кислорода наиболее перспективны оксиды металлов, имеющие энергию Гиббса образования больше -250 кДж/моль атомов О. При этом энергия Гиббса механически и термически активируемых превращений, конечная реакция которых имеет вид:

$$2mAl + 3Me_nO_m \rightarrow mAl_2O_3 + 3nMe,$$

составляет менее –300 кДж/моль атомов О [3]. Этому требованию удовлетворяют оксиды меди, кобальта, никеля, молибдена. С учетом недопустимости отрицательного влияния восстановленного металла на свойства и, прежде всего, жаропрочность материалов круг этих соединений ограничивается оксидами никеля Ni_2O_3 и молибдена MoO_3.

В качестве исходных компонентов для получения сплавов служили стандартные порошки никеля ПНК–ОТ2 (ГОСТ 9722–79), алюминия ПА4 (ГОСТ 6058–73) и технически чистого оксида молибдена (VI). Основа – никелевый порошок ПНК–ОТ2, в виде примесей содержащий 0,2 % кислорода, находящегося связанным в оксиды никеля.

Механическое легирование осуществлялось в энергонапряженном механореакторе-вибромельнице при следующих параметрах процесса обработки: ускорение рабочих тел – 135 $м \cdot с^{-2}$; степень заполнения помольной камеры рабочими телами – 75 %; отношение объемов рабочих тел и шихты – 10; температура в помольной камере – 50 °С. Продуктом механического легирования являлась гранулированная композиция со средним размером частиц 63 мкм. Получение компактных материалов осуществлялось горячей экструзией холоднопрессованных брикетов, нагретых до 1150 °С. Ко-

эффициент вытяжки составлял 10. Температура нагрева прессового инструмента равнялась 550 °С. Продуктом экструзии являлись прутки диаметром 10 мм с плотностью, близкой к теоретической.

Количественный фазовый состав материалов определялся рентгеноструктурным анализом, который осуществлялся на дифрактометре «ДРОН–3» с применением монохроматизированного $Co_{K\alpha}$ и $Cu_{K\alpha}$ излучения. Вторичная монохроматизация осуществлялась пиролитическим графитом с вращением образца в собственной плоскости. Дифрактометр оснащен системой автоматизации, включающей: аппаратную часть, предназначенную для автономной реализации на базе компьютера IBM PC всех функций управления гониометром и обслуживания процесса сбора данных; программную часть, содержащую пакет программ «WinDif» по обработке и анализу полученных данных. Для определения фазового состава материалов проводилась съемка полной рентгенограммы в непрерывном режиме с шагом по углу 0,1°. Интервал углов 2θ = 20°–140° выбирался с учетом нахождения линий предполагаемых фаз, включающих все линии карточек картотеки ASTM (электронная версия «PCPDFWIN 2,0»). Расшифровка фазового состава полученной рентгенограммы проводилась в программе «Crystallographica Search-Match» (Oxford) и включала: удаление фона (автоматически или по точкам); автоматическую разметку линий с удалением $K\alpha_2$ дублетов и расчетом характеристик пиков; выбором порога чувствительности (0–100 %) и ширины линии. Идентификация фазового состава проводилась в режимах: автоматического поиска эталонных образцов в полной базе данных «PCPDFWIN 2,0»; создания собственной базы данных в программе «Crystallographica Search-Match» по данным элементного состава, известной сингонии и др., значительно сужающей число эталонных карточек, позволяющей повысить точность и увеличить скорость индицирования рентгенограмм. Для расчета параметров тонкой структуры использовался специальный пакет программ гармонического анализа профиля рентгеновской линии, позволяющий автоматизировать рентгенодифрактометрические исследования параметров тонкой структуры.

Для установления размера, формы и расположения фаз применялись стандартные методики электронной микроскопии. Этот метод исследования использовался также для определения количества фазы при ее объемном содержании менее 2 %.

Определение механических свойств проводилось на пропорциональных цилиндрических образцах с диаметром в рабочей части 5 мм и с начальной длиной 25 мм. Для проведения испытаний на растяжение при 200–1000 °С, а также испытаний на длительную прочность использовали пропорциональные цилиндрические образцы с диаметром рабочей части 4,0 мм и с начальной расчетной длиной 20 мм. Испытания проводились на машинах «INSTRON» (Англия), «АИМА-25» и «ИР 5142-200-11» (Украина). Микротвердость исследовалась на микротвердомерах «Micromer-2» (Швейцария), «Indentec ZHV» (Германия) и «ПМТ-2» (Россия); твердость определялась по методам Бринелля, Виккерса и Роквелла.

Результаты исследования и их обсуждение

На первом этапе исследованы фазовые превращения, протекающие в базовых системах, на стадиях реакционного механического легирования и последующей переработки полученной гранулированной композиции в полуфабрикаты (компактные материалы). Содержание легирующих компонентов, равновесный фазовый состав материалов и фазовые фактические составы механически легированной композиции и компактного материала приведены в табл. 1 и 2.

Равновесный фазовый состав сплавов получен на основе термодинамиче-

ских расчетов для адиабатических условий [6]. При его расчете учитывался кислород, находящийся в никелевом порошке.

Табл. 1. Фазовый состав материалов, полученных из порошков Ni и Al

Содержание Al	Фазовый состав, %					
	равновесный	«фактический»				
		основа	Ni_3Al	$Al_{0,9}Ni_{1,1}$	Al_2O_3	Al
Механически легированная гранулированная композиция						
2	Ni (1,7 % Al); Al_2O_3 (0,8 %)	Ni (0,5% Al)	3	1	0,8	0,3
3	Ni (2,7 % Al); Al_2O_3 (0,8 %)	Ni (1,0% Al)	4	3	0,8	0,5
6	Ni (4,3 % Al); Ni_3Al (10,5 %); Al_2O_3 (0,8 %)	Ni (2,0% Al)	9	7	0,8	1,0
Компактный материал						
3	Ni (2,7 % Al); Al_2O_3 (0,8 %)	Ni(2,0% Al)	5	–	1,0	0,2

Табл. 2. Фазовый состав материалов, полученных из пороков Ni, Al (3,0 %) и MoO_3 (7,4 %)

Фазовый состав, %							
равновесный	«фактический»						
	основа	Al_2O_3	$Mo_{1,24}Ni_{0,76}$	$MoNi_3$	$Al_{0,9}Ni_{1,1}$	MoO_3	Al
Механически легированная композиция							
Ni(4,9 % Mo); 5,7 % Al_2O_3	Ni(Mo,Al)	3,5	4	–	2	3	0,5
Компактный материал							
Ni(4,9 % Mo); 5,7 % Al_2O_3	Ni(Mo,Al)	5	–	2	–	0,5	0,2

На всех стадиях реализации технологии в той или иной мере в обрабатываемой композиции происходят фазовые и структурные превращения. Наибольшее развитие они получают при реакционном механическом легировании.

Механически активируемые превращения во всех случаях вызывают диспергирование зерен и субзерен и формирование упрочняющих фаз в дисперсном виде, стабилизирующих высокоразвитую поверхность раздела между элементами структуры. Фрагментирование приводит к уменьшению размера кристаллитов до значений, не превышающих десятых долей микрометра. Во всех случаях микродифракционная картина, полученная с материала, подвергнутого механическому легированию, является кольцевой с дискретными рефлексами, что свидетельствует о нано- или субмикрокристаллическом типе структуры основы. По данным электронно-микроскопических исследований структуры размер зерен находится в пределах 50–100 нм, величина ОКР составляет 20–40 нм [7].

В материалах системы «Ni – Al» основными фазовыми превращениями при механическом легировании являются растворение алюминия в никеле и образование алюминидов никеля (Ni_3Al, $Al_{0,9}Ni_{1,1}$). Наличие алюминидов является основным отличием фактического фазового состава механически легированных композиций от равновесного. На растворение алюминия в никеле однозначно указывает изменение параметра кристаллической решетки основы. При-

чем с повышением содержания алюминия в исходной композиции параметр кристаллической решетки основы линейно возрастает (рис. 1, а), что однозначно указывает на увеличение концентрации алюминия в твердом растворе. Согласно [8] растворение 1 % алюминия в никеле приводит к увеличению параметра кристаллической решетки последнего примерно на 0,001 нм. Исходя из этого, концентрация алюминия в твердом растворе в механически легированных композициях с содержанием этого элемента, достигающем 6 %, не превышает 2 % (см. табл. 1), что значительно ниже его предельной растворимости при комнатной температуре, которая примерно составляет 3,8 % [9].

Механически синтезированные алюминиды никеля находятся в нанокристаллическом состоянии. По данным ПЭМ они имеют глобулярную форму с размером частиц не более 20 нм и равномерно распределены в основе [3], что обеспечивает высокий эффект дисперсионного упрочнения (табл. 3).

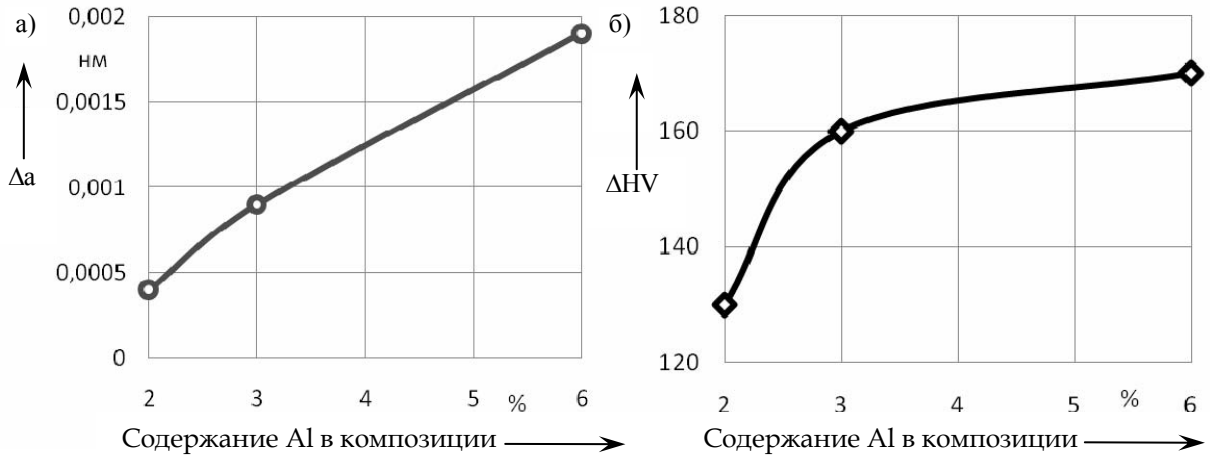

Рис. 1. Влияние количества алюминия в исходной композиции на изменение параметра кристаллической решетки (а) и на разность значений микротвердости у механически легированных композиций и композиций, подвергнутых дополнительному отжигу при 1100 °С (б)

Табл. 3. Влияние содержания легирующих компонентов на твердость гранулированных никелевых композиций

Легирующие компоненты, %		Твердость (HV) после	
Al	MoO_3	механического легирования	механического легирования и отжига (1100 °С, 2 ч)
2	–	490	360
3	–	530	370
6	–	560	390
3	7	570	430

О его величине можно судить по разности значений микротвердости у механически легированных композиций и композиций, подвергнутых дополнительному отжигу при 1100 °С, после которого дисперсионное упрочнение полностью снимается, что вызвано коагуляцией и ростом интерметаллидов [10].

Как и следовало ожидать, с повышением концентрации алюминия в композиции, вызывающей увеличение содержания интерметаллидов, величина упрочняющего эффекта возрастает. При этом зависимость упрочнения от этого фактора близка к параболической (см. рис. 1, б). Относительно высокая твердость механически легированных композиций, подвергнутых отжигу при 1100 °С, обусловлена дисперсным упрочнением наноразмерными частицами Al_2O_3, образующимися в результате механически и термически активируемого взаимодействия алюминия с кислородом, связанным в оксиды никеля, находящиеся в исходном порошке. Кроме того, поставщиком кислорода, участвующего в образовании оксидов алюминия, является первоначальная воздушная атмосфера изолированной помольной камеры. Теоретически содержание оксида Al_2O_3 определяется концентрацией кислорода в обрабатываемой системе, которая в композициях системы «Ni–Al» примерно одинакова и не превышает 1 %, что и обуславливает близкие значения их микротвердости после отжига при 1100 °С. Содержание оксида алюминия в механически легированных композициях, приведенное в табл. 1, получено расчетом. Наличие этой фазы в данном случае прямо не подтверждено. Это обусловлено тем, что как и в системах на основе других металлов, например, алюминия, меди, железа, механически синтезированные оксиды алюминия представляют собой рентгеноаморфные кластеры [3]. Термическая обработка механически легированных композиций при температурах выше $0{,}5T_{пл}$ основы приводит к некоторому росту и кристаллизации этой фазы, что позволяет фиксировать их рентгеноструктурным, электронографическим методами и просвечивающей электронной микроскопией. Последний способ применялся для оценки количества данной фазы.

Высокотемпературное термическое воздействие, достигающее 1150 °С и имеющее место при переработке гранулированных композиций в полуфабрикаты (прутки), вызывает термодинамически разрешенные фазовые превращения. Наряду с вышеуказанной кристаллизацией Al_2O_3 имеет место увеличение концентрации алюминия в твердом растворе. При этом термодинамически неравновесная фаза $Al_{0,9}Ni_{1,1}$ исчезает. Однако равновесного состояния материал не достигает. Основным отличием фактического фазового состава компактного материала от равновесного является наличие алюминида никеля Ni_3Al и отдельных дисперсных включений алюминия. Алюминид никеля, образовавшийся в процессе реализации технологии, стоек против длительного термического воздействия и сохраняется после отжига при температурах, достигающих 1100 °С.

В комплексно-легированной композиции «Ni – Al (3,0 %) – MoO_3 (7,4 %)» основным механически активируемым превращением является взаимодействие алюминия с оксидом молибдена с образованием наноразмерных рентгеноаморфных кластеров оксидов алюминия и восстановление молибдена из оксида. На протекание этого процесса указывает наличие в механически легированной композиции фазы $Mo_{1,24}Ni_{0,76}$. Это соединение служило основой для определения количества механически синтезированного оксида Al_2O_3, расчетная величина которого приведена в табл. 2. Наряду с участием алюминия в термодинамически выгодной реакции, вызывающей образование Al_2O_3, часть его оказывается связанным в алюминид никеля $Al_{0,9}Ni_{1,1}$. Кроме того, присутствуют отдельные включения алюминия. Содержание непрореагировавшего MoO_3 составляет примерно 40 % от исходного. Основным отличием фактического фазового состава компактного материала от равновесного является наличие соединения Ni_3Mo и исходных компонентов MoO_3 и Al в количестве 6–7 % от первоначального.

Материалы, полученные по технологии, основанной на реакционном ме-

ханическом легировании, имеют структуру основы микрокристаллического типа со средним размером зерен не более 0,3 мкм, разделенных на блоки, величина которых менее 50 нм. Высокоразвитая граница зерен и субзерен основы стабилизирована в зависимости от состава материала синтезированными в процессе реализации технологии наноразмерными частицами Al_2O_3 и интерметаллидов (Ni_3Al, Ni_3Mo). Среднее значение величины первого не превышает 20 нм, вторых – 50 нм. Таким образом, в материалах, изготовленных из порошков никеля и алюминия, упрочняющими фазами являются алюминид никеля Ni_3Al и оксид Al_2O_3. Содержание последнего не зависит от количества легирующей добавки и составляет примерно 1 %. В комплексно-легированной композиции основной упрочняющей фазой является оксид Al_2O_3, дополнительной – интерметаллид Ni_3Mo.

Оптимизация состава материалов включала три этапа. На первом этапе методом однофакторного эксперимента, целью которого являлось определение верхнего значения содержания легирующих компонентов в исходной шихте, изучено влияние количества алюминия и оксида алюминия, синтезирующегося в процессе получения материала, на механические свойства, включая твердость, пределы прочности при растяжении при комнатной температуре и при температурах 800 и 1000 °С, а также относительное удлинение. Влияние первого фактора исследовано на материале, полученном из порошков никеля и алюминия, второго – никеля, алюминия и MoO_3. Как следует из данных (рис. 2), алюминий при его концентрации до 3 % существенно влияет на твердость и прочность. Дальнейшее увеличение его содержания с 3 до 6 % незначительно повышает эти характеристики, но приводит к снижению пластичности с 12 до 5 %.

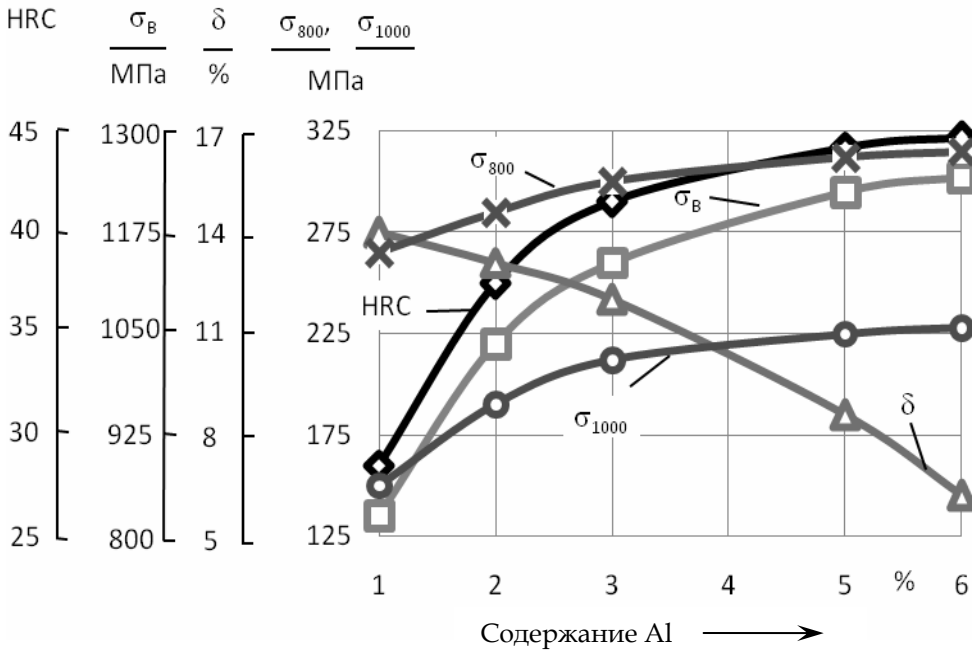

Рис. 2. Влияние содержания алюминия на свойства материалов, полученных из порошков никеля и алюминия

В комплексно-легированных материалах, полученных из шихты, содержащей порошки никеля, алюминия и оксида молибдена, зависимость исследо-

ванных свойств от количества Al_2O_3, изменяющегося в интервале от 1 до 4 %, близка к линейной (рис. 3). В этих сплавах соотношение между исходным содержанием легирующих компонентов в шихте соответствовало стехиометрически необходимому, исходя из полного взаимодействия между ними по реакции $2Al + MoO_3 \rightarrow Al_2O_3 + Mo$.

Отрицательное влияние Al_2O_3 на пластичность ограничивает верхнее значение его содержания в материале, которое не должно превышать 4 %. При этом относительное удлинение составляет 5 %.

Сравнение свойств первой и второй групп материалов (см. рис. 3 и 4) показывает существенное превосходство последних по прочностным характеристикам при повышенных температурах, что обусловлено высокой, по сравнению с интерметаллидами, стойкостью против коагуляции и роста оксида Al_2O_3. Исходя из этого, дальнейшие исследования по оптимизации состава выполнены на комплексно-легированных материалах, в которых основной упрочняющей фазой является оксид алюминия. При этом доля кислорода, вводимого с MoO_3, изменялась от 0,5 до 2,0 относительно стехиометрически необходимого для связывания алюминия в оксид Al_2O_3.

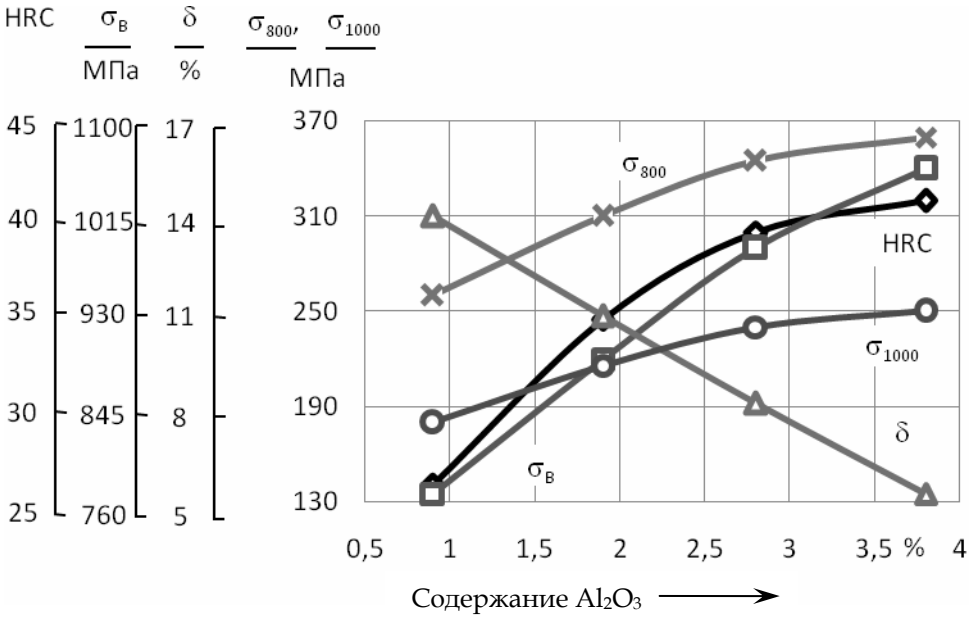

Рис. 3. Влияние количества Al_2O_3 на свойства материалов, полученных из порошков никеля, алюминия и MoO_3

Вторым и третьим этапом исследования являлось определение оптимального состава шихты для получения комплексно-легированного дисперсно-упрочненного никеля и описание области оптимума. Для решения этих задач применялось математическое планирование эксперимента (метод Бокса-Уилсона). При оптимизации наряду с факторами, определяющими состав шихты, учитывалась продолжительность процесса механического легирования. Это обусловлено тем, что последний фактор в значительной мере определяет степень завершенности механически активируемых превращений. Параметрами оптимизации являлись пределы прочности при растяжении при 20 и 1000 °С и относительное удлинение. План реализации опытов и результаты эксперимента приведены в табл. 4.

В результате статистической обработки экспериментальных данных

(табл. 5) получены линейные модели зависимости исследуемых параметров от состава шихты и продолжительности механического легирования, адекватно представляющие эксперимент:

– предел прочности при растяжении σ_B^{20}, МПа

$$y_1 = 909 + 103x_1 + 49x_2 + 179x_3; \quad (1)$$

– относительное удлинение δ^{20}, %

$$y_2 = 11{,}6 - 2{,}4x_1 - 2{,}9x_2 - 2{,}9x_3; \quad (2)$$

– предел прочности при растяжении σ_B^{1000}, МПа

$$y_3 = 224 + 29x_1 + 31x_2 + 46x_3. \quad (3)$$

Согласно результатам крутого восхождения максимальные значения прочности при комнатной температуре и при 1000 °С достигаются при близких условиях механического легирования. Исходя из минимально допустимого значения относительного удлинения, обеспечивающего надежность конструкционных материалов, составляющего 5 %, оптимальной является шихта следующего состава: Ni + Al (1,5 %) + MoO_3 (5,2 %). При этом продолжительность механического легирования должна составлять 14 ч. Материал оптимального состава характеризуется следующим комплексом механических свойств: предел прочности при растяжении – 1250 МПа; относительное удлинение – 5 %; предел прочности при растяжении при 1000 °С – 330 МПа.

Табл. 4. Оптимизация состава шихты комплексно-легированной композиции «Ni – Al – MoO_3» и времени механического легирования

Характеристика	Фикт. переменная	Фактор			Параметры оптимизации					
		Al, %	O, доля от стехиом.	t время обраб., ч	σ_B^{20}, МПа		δ^{20}, %		σ_B^{1000}, МПа	
Основной уровень		1	1	8						
Интервал варьирования (I)		0,5	0,5	4						
Верхний уровень		1,5	1,5	12						
Нижний уровень		0,5	0,5	4						
Код	x_0	x_1	x_2	x_3	y_1	y_1'	y_2	y_2'	y_3	y_3'
Основные опыты										
1(10)	+	–	–	–	560	570	21	20	120	130
2(11)	+	+	–	–	770	790	15	15	180	180
3(12)	+	–	+	–	670	690	14	14	180	180
4(13)	+	+	+	–	860	870	8	9	230	240
5(14)	+	–	–	+	950	930	13	12	200	210
6(15)	+	+	–	+	1130	1150	9	9	270	260
7(16)	+	–	+	+	1050	1030	8	8	280	270
8(17)	+	+	+	+	1280	1240	4	5	330	320
9(18)	+	0	0	0	890	900	11	12	210	220

Табл. 5. Результаты статистической обработки экспериментальных данных по оптимизации состава шихты комплексно-легированной композиции «Ni–Al–MoO_3» и времени механического легирования

Параметры	b_o	b_1	b_2	b_3	Sy_i^2	Δb_i	$S_{ад}^2$	$F^p_{0,05}$	$F^т_{0,05}$
σ_B^{20}, МПа	909	103	49	179	178	±7	497	2,8	4,95
δ^{20}, %	11,6	-2,4	-2,9	-2,9	0,28	±0,1	1,0	3,6	4,95
σ_B^{1000}, МПа	224	29	31	46	38	±3,3	70	1,8	4,95

Полное представление о влиянии состава шихты на механические свойства компактных материалов дает описание области оптимума. Для решения этой задачи реализован центральный композиционный ортогональный план второго порядка. Матрица планирования и результаты эксперимента приведены в табл. 6. В результате статистической обработки экспериментальных данных (табл. 7) получены математические модели, адекватно представляющие результаты экспериментов:

– предел прочности при растяжении σ_B, МПа

$$y_1 = 1208 + 26x_1 - 73x_2 - 18x_1x_2 - 63x_1^2 - 93x_2^2; \quad (4)$$

– относительное удлинение δ, %

$$y_2 = 4{,}92 - 1{,}65x_1 - 1{,}65x_2 + 0{,}25x_1x_2 + 0{,}66x_1^2 + 0{,}66x_2^2 ; \quad (5)$$

– предел прочности при растяжении при 1000 °С σ_B^{1000}, МПа

$$y_3 = 332 + 1{,}6x_1 - 25x_2 - 20x_1x_2 - 25x_1^2 - 45x_2^2. \quad (6)$$

В зависимости от состава исходной шихты механические свойства компактных материалов в области оптимума изменяются в следующем интервале: предел прочности при растяжении (σ_B^{20}) – 950–1250 МПа; относительное удлинение (δ^{20}) – 4–10 %; предел прочности при растяжении при 1000 °С (σ_B^{1000}) – 250–330 МПа. Дополнительные исследования показали, что механически легированный дисперсно-упрочненный никель обладает высокой стойкостью против длительного термического воздействия при температурах, достигающих 1200 °С. По значению изученных свойств созданные материалы превосходят аналоги (ВДУ-1, ВДУ-2, TD-никель и DS-никель) в 1,3–1,5 раза.

Табл. 6. Матрица планирования и результаты эксперимента при описании области оптимума

Характеристика	Фикт. переменная	Фактор					Параметры оптимизации					
		основной		производные			σ_B, МПа		δ, %		σ^{1000}, МПа	
		Al, %	O, доля от стехиом.									
Основной уровень		1,5	1,5									
Интервал варьирования (I)		0,5	0,5									
Верхний уровень		2,0	2,0									
Нижний уровень		1,0	1,0									
Код	x_0	x_1	x_2	x_1x_2	$x_1^1 = x_1^2 - 2/3$	$x_2^1 = x_2^2 - 2/3$	y_1	y_1'	y_2	y_2'	y_3	y_3'
Опыты												
1(10)	+1	-1	-1	+1	+1/3	+1/3	1080	1100	10	9	270	270
2(11)	+1	-1	+1	-1	+1/3	+1/3	970	960	6	6	250	260
3(12)	+1	+1	+1	+1	+1/3	+1/3	990	980	3	3	220	220
4(13)	+1	+1	-1	-1	+1/3	+1/3	1170	1170	6	6	320	310
5(14)	+1	+1	0	0	+1/3	-2/3	1170	1190	4	4	300	310
6(15)	+1	-1	0	0	+1/3	-2/3	1120	1130	7	7	310	310
7(16)	+1	0	+1	0	-2/3	+1/3	1040	1050	4	4	270	260
8(17)	+1	0	-1	0	-2/3	+1/3	1190	1170	7	7	300	320
9(18)	+1	0	0	0	-2/3	-2/3	1210	1190	5	4	340	330

Табл. 7. Результаты статистической обработки экспериментальных данных при описании области оптимума

Параметры	b_0'	b_0	b_1	b_2	b_{12}	b_{11}	b_{22}	$\Delta b_0'$	Δb_0
$\sigma_в$, МПа	1104	1208	26	-73	-18	-63	-93	±8	±20,7
δ	5,78	4,92	-1,65	-1,65	0,25	0,66	0,66	±0,0028	±0,65
σ^{1000}	286	332	1,6	-25	-20	-25	-45	±5,4	±14,1

Продолжение табл. 7

Параметры	Δb_i	Δb_{ij}	Δb_{ii}	S_y^2	$S_{ад}^2$	f_1	f_2	$F_{0,05}^{расч}$	$F_{0,05}^{табл}$
$\sigma_в$, МПа	±9,7	±11,5	±17	111	154	9	3	1,39	3,9
δ	±0,25	±0,36	±0,54	0,11	0,215	9	4	1,95	3,6
σ^{1000}	±6,6	±7,9	±11,3	50	140	9	4	2,8	3,6

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Портной, К. И.** Дисперсно-упрочненные материалы / К. И. Портной, Б. Н. Бабич. – М. : Металлургия, 1974. – 200 с.

2. **Ловшенко, Г. Ф.** Теоретические и технологические аспекты создания наноструктурных механически легированных материалов на основе металлов / Г. Ф. Ловшенко, Ф. Г. Ловшенко. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2005. – 264 с.

3. **Ловшенко, Г. Ф.** Наноструктурные механически легированные материалы на основе металлов : монография / Г. Ф. Ловшенко, Ф. Г. Ловшенко Б. Б. Хина ; под ред. д-ра техн. наук, проф. Ф. Г. Ловшенко . – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2008. – 679 с. : ил.

4. Получение, структура и свойства механически легированных наноструктурных никелевых материалов / Ф. Г. Ловшенко, Г. Ф. Ловшенко // Упрочняющие технологии и покрытия. – 2009. – № 1. – С. 10–17.

5. **Ловшенко, Ф. Г.** Закономерности формирования фазового состава и структуры механически легированных никелевых композиций / Ф. Г. Ловшенко, Г. Ф. Ловшенко // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2008. – № 4. – С. 96–106.

6. **Ловшенко, Г. Ф.** Термодинамическое моделирование фазовых превращений при реакционном механическом легировании композиций на основе железа и никеля / Г. Ф. Ловшенко, Ф. Г. Ловшенко / Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2006. – № 4. – С. 109–118.

7. **Иванов, Ю. Ф.** Электронно-микроскопический анализ нанокристаллических материалов / Ю. Ф. Иванов, А. В. Пауль, Н. А. Конева // Физика металлов и металловедение. – 1991. – № 7. – С. 206–208.

8. **Хансен, М.** Структуры двойных сплавов / М. Хансен, К. Андерко. – М. : Металлургиздат, 1962. – Т. 1–2.

9. **Massalski, T. B.** Binary Alloy Phase Diagrams / T. B. Massalski. – ASM, Materials Park, OH, 1990. – 1824 p.

10. **Гуляев, А. П.** Металловедение : учебник для вузов / А. П. Гуляев. – М. : Металлургия, 1986. – 544 с.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 03.04.2009

F. G. Lovshenko, G. F. Lovshenko
Optimization of mechanically alloyed age-hardened nickel materials make-up

The article gives results of the research of phase and structural changes in Ni-Al-O, Ni-Al-Mo-O systems which progress at all technological stages of mechanically alloyed age-hardened nickel material production. The paper presents the information about influence of basic charge makeup on mechanical properties and its optimization.

УДК 621.81:519.8

К. А. Шалыжин, А. А. Жолобов, канд. техн. наук, проф.

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ТОЧНОСТИ ФОРМООБРАЗОВАНИЯ ШЛИЦЕВОЙ ПОВЕРХНОСТИ ЧЕРВЯЧНОЙ ФРЕЗОЙ С УЧЕТОМ ИЗМЕНЯЮЩЕЙСЯ ЖЕСТКОСТИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ

Предложена общая методология прогнозирования точности формообразования шлицевой поверхности червячной фрезой, основанная на принципах математического моделирования с учетом изменяющейся жесткости технологической системы, в том числе и формируемого изделия. Установлены зависимости, связывающие режимы резания и входные параметры технологической системы с погрешностями формы, размеров и относительного положения обрабатываемой шлицевой поверхности вала.

При прогнозировании точности формообразования в технологических системах является актуальной задача определения прогибов заготовок под действием сил резания. Особую важность эта задача приобретает при обработке сложных заготовок с фасонными поверхностями, например, при фрезеровании прямобочных шлицев червячной фрезой. В данной технологической системе наряду с относительной сложностью формообразования методом обката существует значительное ослабление заготовки, обусловленное глубинной обработкой шлицевой поверхности. Возрастающая при этом податливость заготовки приводит к возникновению погрешностей поверхности. Одним из путей их компенсации является назначение рациональных режимов обработки, позволяющих ограничивать погрешности в пределах допусков выдерживаемых размеров. С этой целью необходимо определить зависимости, связывающие прогибы заготовки с режимами обработки. Расчёт величин сил резания производился по методике, представленной в [1].

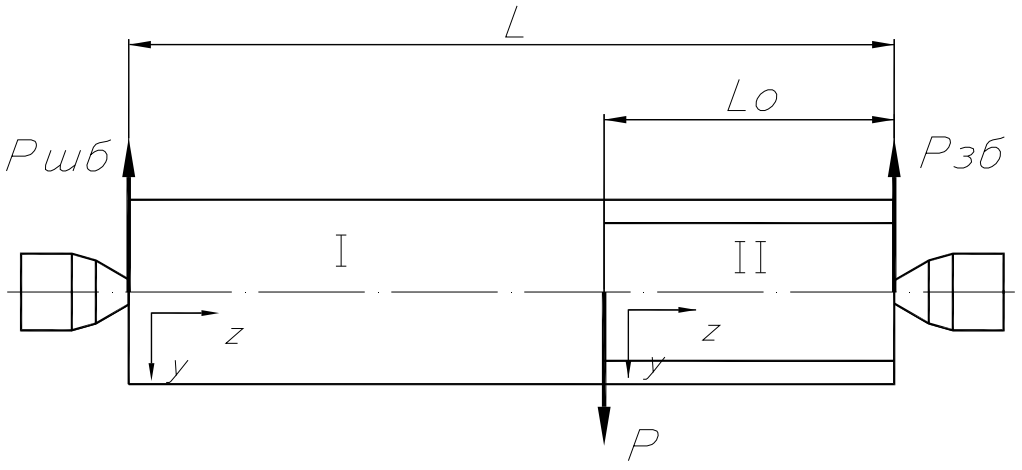

Рис. 1. Схема деформации заготовки

Установка заготовки в шлицефрезерном станке осуществляется в центрах передней и задней бабок. При этом прогиб заготовки под действием сил резания в точках их приложения определяется как для балки переменного сечения, уста-

новленной на двух опорах. Схема сил, действующих на заготовку, закреплённую в центрах, представлена на рис. 1. Реакции опор определяются из схемы сил по формулам:

$$P_{зб} = \frac{P(L - L_0)}{L}; \quad P_{шб} = \frac{PL_0}{L}, \qquad (1)$$

где L – длина вала; L_0 – длина шлицевого участка вала; P – составляющая силы резания.

Для определения прогибов обрабатываемый вал разделяется на два участка. Первый участок соответствует необработанной части вала, второй – шлицевый участок. Далее с использованием локальных систем координат участков определяются углы поворота сечений и прогибы в каждой точке по длине вала [2].

На первом участке функция углов поворота сечений имеет вид:

$$\varphi_1 = -\int_0^{z_1} \frac{M_1 dz_1}{EI} + \varphi_{01} = -\int_0^{z_1} \frac{P_{шб} z_1 dz_1}{EI} + \varphi_{01} = -\frac{P_{шб} z_1^2}{2EI} + \varphi_{01}, \qquad (2)$$

где z_1 – координата точки по длине вала на первом участке; I – осевой момент инерции круглого профиля вала; E – модуль упругости; φ_{01} – угол поворота в начале системы координат первого участка (у шпиндельного узла).

Функция прогибов на первом участке имеет вид [2]:

$$\nu_1 = \int_0^{z_1} \varphi_1 dz_1 + \nu_{01} = -\int_0^{z_1} \left(\frac{P_{шб} z_1^2}{2EI} + \varphi_{01}\right) dz_1 + \nu_{01} = -\frac{P_{шб} z_1^3}{6EI} + \varphi_{01} z_1, \qquad (3)$$

где ν_{01} – прогиб в начале системы координат первого участка (у шпиндельного узла $\nu_{01} = 0$).

Угол поворота и прогиб в начале второго участка определяются из условия «стыковки» участков [2]:

$$\varphi_{02} = \varphi_1(z_1 = L - L_0) = -\frac{P_{шб}(L - L_0)^2}{2EI} + \varphi_{01}; \qquad (4)$$

$$\nu_{02} = \nu_1(z_1 = L - L_0) = -\frac{P_{шб}(L - L_0)^3}{6EI} + \varphi_{01}(L - L_0). \qquad (5)$$

На втором участке функция углов поворота сечений

$$\varphi_2 = -\int_0^{z_2} \frac{M_2 dz_2}{EI_0} + \varphi_{02} = -\int_0^{z_1} \frac{P_{зб}(L_0 - z_2) dz_2}{EI_0} + \varphi_{02} = -\frac{P_{зб} L_0 z_2}{EI_0} + \frac{P_{зб} z_2^2}{2EI_0} + \varphi_{02} = -\frac{P_{зб} L_0 z_2}{EI_0} + \frac{P_{зб} z_2^2}{2EI_0} - \frac{P_{шб}(L - L_0)^2}{2EI} + \varphi_{01}, \qquad (6)$$

где z_2 – координата точки по длине вала на втором участке; I_0 – осевой момент инерции шлицевого профиля вала.

Функция прогибов на втором участке:

$$\nu_2 = \int_0^{z_2} \varphi_2 dz_2 + \nu_{02} = \int_0^{z_2} \left(-\frac{P_{зб} L_0 z_2}{EI_0} + \frac{P_{зб} z_2^2}{2EI_0} - \frac{P_{шб}(L - L_0)^2}{2EI} + \varphi_{01} \right) dz_2 + \nu_{02} = -\frac{P_{зб} L_0 z_2^2}{2EI_0} + \frac{P_{зб} z_2^3}{6EI_0} - \frac{P_{шб}(L - L_0)^2 z_2}{2EI} + \varphi_{01} z_2 - \frac{P_{шб}(L - L_0)^3}{6EI} + \varphi_{01}(L - L_0). \qquad (7)$$

Прогиб обрабатываемого вала в конце второго участка, у шпиндельной бабки, равен нулю, следовательно,

$$\nu_2(z_2 = L_0) = 0;$$

$$\frac{P_{зб} L_0^3}{2EI_0} + \frac{P_{зб} L_0^3}{6EI_0} - \frac{P_{шб}(L - L_0)^2 L_0}{2EI} + \varphi_{01} L_0 - \frac{P_{шб}(L - L_0)^3}{6EI} + \varphi_{01}(L - L_0) = 0. \qquad (8)$$

Из уравнения (8) определяется угол поворота в начале системы координат первого участка:

$$\varphi_{01} = \frac{P_{зб} L_0^3}{3EI_0} + \frac{P_{шб}(L - L_0)^2}{6EIL}(L - 2L_0). \quad (9)$$

Далее с использованием уравнений (1), (3), (9) определяется прогиб обрабатываемого вала в точке приложения сил резания ($z_1 = L - L_0$):

$$\nu_1 = -\frac{P_{шб}(L - L_0)^3}{6EI} + \frac{P_{зб} L_0^3}{3EI_0} + \frac{P_{шб}(L - L_0)^2}{6EIL}(L - 2L_0)(L - L_0) = \frac{PL_0^2(L - L_0)^2}{6EII_0L^2}\left(IL_0 + I_0(L - L_0)\right). \quad (10)$$

Деформации обрабатываемой заготовки в плоскостях разложения сил резания определяются из формулы (10):

$$\Delta_{3X} = \frac{P_x \cdot L_0^2 \cdot (L - L_0)^2}{3 \cdot E \cdot I \cdot I_0 \cdot L^2}\left(IL_0 + I_0(L - L_0)\right); \quad (11)$$

$$\Delta_{3Y} = \frac{P_y \cdot L_0^2 \cdot (L - L_0)^2}{3 \cdot E \cdot I \cdot I_0 \cdot L^2}\left(IL_0 + I_0(L - L_0)\right), \quad (12)$$

где L – длина вала; L_0 – длина шлицевого участка вала; I – осевой момент инерции круглого профиля вала; I_0 – длина шлицевого участка вала; E – модуль упругости.

Осевой момент инерции круглого профиля вала рассчитывается по известным формулам исходя из диаметра профиля. В случае фрезерования шлицев на ступенчатом валу осевой момент инерции круглого профиля определяется из расчёта приведенного диаметра ступеней [3]:

$$d_{пр} = \frac{\sum_1^n d_i \cdot I_i}{\sum_1^n I_i}, \quad (13)$$

где n – число ступеней вала; d_i, I_i – диаметр и момент инерции i-го участка вала.

При обзоре исследований моментов инерций периодических профилей [4] установлено, что на данный момент отсутствуют сведения о величинах моментов инерции стандартных прямобочных шлицевых профилей. Для их расчёта была использована известная методика [2].

Значение осевого момента инерции шлицевого профиля определяется путём суммирования осевых моментов инерции составляющих его отдельных элементарных фигур – треугольников, прямоугольников и сегментов. Простейшим элементом, характеризующим профиль шлицевого сечения, является сектор, ограниченный одним выступом и одной впадиной (рис. 2). Для определения осевых моментов инерции элементарного сектора он раскладывается на элементарные фигуры: равнобедренный треугольник, прямоугольник и сегмент. Для каждой фигуры, условно ориентированной вдоль координатных осей, определяются осевые моменты инерции [2]. Осевые и центробежный моменты инерции элементарного сектора определяются как сумма осевых и центробежных моментов инерции фигур его составляющих.

Угол сектора определяется по формуле

$$\alpha = \frac{2\pi}{z}, \quad (14)$$

где z – число зубьев шлицевого вала.

Используя методику [1] для каждого номинального размера шлицевого профиля, из ГОСТ 1139-80 был определен осевой момент инерции сечений. Сравнивая рассчитанные значения осевого момента инерции шлицевого профиля со значениями момента инерции профиля, соответствующего круглой заготовке, установлено, что с геометрической точки зрения формирование шлицев ослабляет сечение примерно на 30–40 % для различных шлицевых профилей. Это приводит к различному ха-

рактеру прогибов обрабатываемой заготовки на участках до и после обработки.

После установления значений моментов инерции шлицевых профилей было проведено исследование прогибов шлицевых валов при фрезеровании шлицевой поверхности по всей длине вала. При этом для каждого стандартного шлицевого профиля были выбраны режимы резания, на основании которых рассчитаны величины силовых факторов, действующих на заготовку. Расчёт деформаций заготовки производился по представленным формулам.

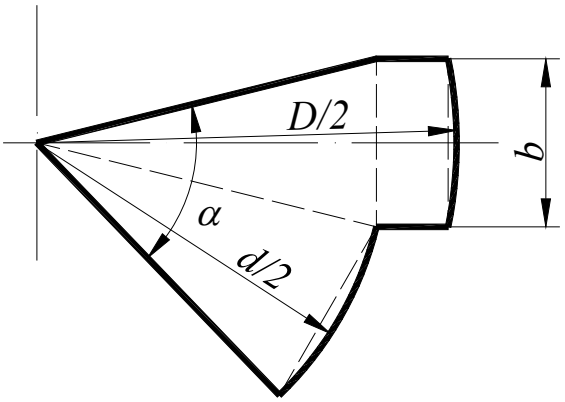

Рис. 2. Элементарный сектор шлицевого профиля

Установлено, что при обработке шлицевой поверхности наименьшие деформации заготовки наблюдаются у профилей с большим числом шлицев. В этом отношении наиболее оптимальными являются шлицевые профили тяжёлой серии с числом шлицев не менее десяти.

Фрезерование шлицев за два рабочих хода позволяет уменьшить деформации заготовки пропорционально разделению припуска между рабочими ходами, а также устранить эксцентриситет максимума кривой прогибов заготовки (рис. 3).

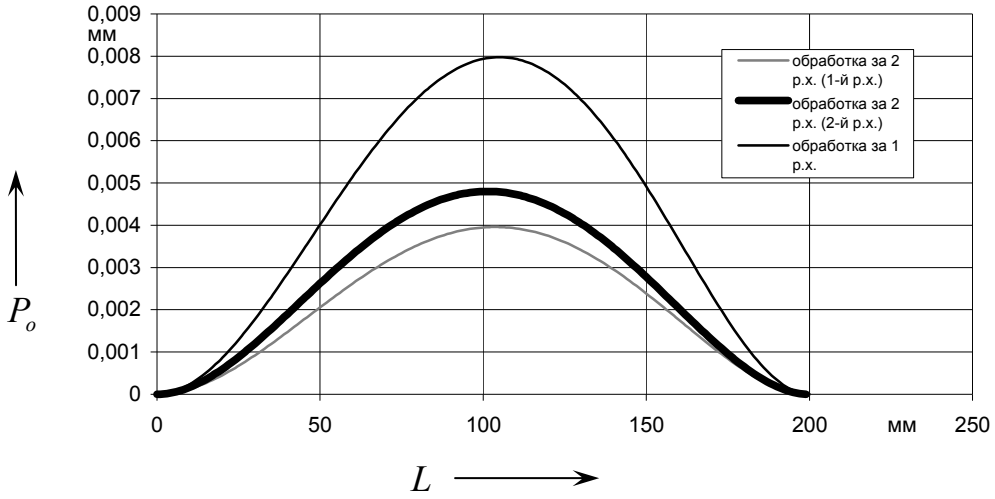

Рис. 3. График прогибов заготовки при шлицефрезеровании за один и два рабочих хода

Применение представленных зависимостей может осуществляться как для определения только прогибов заготовок и деталей, имеющих шлицевую поверхность, так и в комплексе прогнозирования точности шлицефрезерования червячной фрезой наряду с учётом упругих деформаций и смещений остальных элементов технологической системы.

В процессе резания на фрезу действуют силы резания, которые вызывают упругие деформации инструментальной оправки. Направления деформаций определяются из схемы составляющих сил, действующих на фрезу. Величины деформаций зависят от жесткостных и геометрических параметров инструментальной оправки и определяются по формулам:

$$\Delta_{ИРФ} = \frac{P_{РФ} \cdot L_{И}^{3}}{48 \cdot E \cdot I}; \quad (15)$$

$$\Delta_{ИО} = \frac{P_{о} \cdot L_{И}^{3}}{48 \cdot E \cdot I}, \quad (16)$$

где $P_{РФ}$ – составляющая силы резания, перпендикулярная оси фрезы, направленная к заготовке; $P_{О}$ – окружная составляющая силы резания; $L_{И}$ – длина инструментальной оправки; I – осевой момент инерции профиля круглого сечения оправки, определяемый в зависимости от её диаметра.

Деформации опор инструментальной оправки, условно обозначенных как верхняя и нижняя опоры – соответственно $\Delta_{ВО}$ и $\Delta_{НО}$, изменяются в соответствии с изменением сил, действующих на фрезу по мере её продвижения к шпинделю станка. Их величину можно определить исходя из величины действительной жёсткости верхней и нижней опор $j_{ВО}$ и $j_{НО}$ соответственно, а также с учётом того, что в общем случае червячная фреза установлена посередине длины $L_{И}$ инструментальной оправки. В модели принимается допущение, что жёсткость опор одинакова в направлении действия сил $P_{О}$ и $P_{РФ}$:

$$\Delta_{ВОРФ} = P_{РФ}/2j_{ВО}; \quad (17)$$

$$\Delta_{ВОО} = P_{О}/2j_{ВО}; \quad (18)$$

$$\Delta_{НОРФ} = P_{РФ}/2j_{НО}; \quad (19)$$

$$\Delta_{НОО} = P_{О}/2j_{НО}. \quad (20)$$

Деформации шпиндельного узла $\Delta_{Ш}$ и задней бабки $\Delta_{Б}$ изменяются также с изменением силы резания по мере продвижения фрезы к шпинделю станка. Их величину можно определить исходя из величины действительной жёсткости шпиндельного узла $j_{Ш}$ и задней бабки $j_{Б}$ соответственно, а также с учётом расстояния L_0 от торца заготовки до рассматриваемой точки. Значения этих деформаций рассчитываются, с учётом допущения, что их жёсткость одинакова в направлении осей Y и X при обработке заготовки в центрах, получим:

$$\Delta_{ШY} = (P_{Y} \cdot L_0)/(j_{Ш} \cdot L); \quad (21)$$

$$\Delta_{ШX} = (P_{X} \cdot L_0)/(j_{Ш} \cdot L); \quad (22)$$

$$\Delta_{БY} = (P_{Y} \cdot (L - L_0))/(j_{Б} \cdot L); \quad (23)$$

$$\Delta_{БX} = (P_{X} \cdot (L - L_0))/(j_{Б} \cdot L), \quad (24)$$

где $j_{Ш}$ – жёсткость шпиндельного узла; $j_{Б}$ – жёсткость задней бабки.

В результате совместного действия деформаций шпиндельного узла и задней бабки суммарная величина деформаций на длине L_0 может быть определена по формулам:

$$\Delta_{ШБY} = \Delta_{БY} + (\Delta_{ШY} - \Delta_{БY}) L_0/L; \quad (25)$$

$$\Delta_{ШБX} = \Delta_{БX} + (\Delta_{ШX} - \Delta_{БX}) L_0/L. \quad (26)$$

Наличие смещения центровочных отверстий заготовки приводит к дополнительному смещению её оси относительно оси центров станка. Эти факторы не зависят от силы резания и в данной модели учтены как полярный радиус, связывающий оси центров станка и точки шлицевой поверхности:

$$R_З^{Д} = \sqrt{R_З^2 - (\Delta_{СМ} \cdot \sin(\varphi + \varpi_1))^2} + \\ + \Delta_{СМ} \cdot \cos(\varphi + \varpi_1), \qquad (27)$$

где $\Delta_{СМ}$ – суммарная величина смещения в рассматриваемой точке, расположенной на длине L_0; ϖ_1 – угол между горизонталью и прямой, проведённой из центра заготовки через центровое отверстие.

Суммарная величина смещения $\Delta_{СМ}$ определяется как геометрическая сумма смещений центровых отверстий правого и левого торцов заготовки на длине L_0 [5]:

$$\Delta_{СМ} = \sqrt{\Delta_{СМП}^2 + \Delta_{СМЛ}^2 \pm 2\Delta_{СМП} \times \\ \times \Delta_{СМЛ} \cdot \cos(180 - \varphi_{ЦЦ})}, \qquad (28)$$

где $\Delta_{СМП}$, $\Delta_{СМЛ}$ – величины смещения центровых отверстий правого и левого торца заготовки на длине Lo соответственно [5]:

$$\Delta_{СМП} = \Delta_{СП} \cdot (1 - L_0/L); \qquad (29)$$

$$\Delta_{СМЛ} = \Delta_{СЛ} \cdot (L_0/L), \qquad (30)$$

где $\Delta_{СП}$, $\Delta_{СЛ}$ – величины смещения центровых отверстий правого и левого торца заготовки соответственно; $\varphi_{ЦЦ}$ – угол между прямыми линиями, проведенными от оси заготовки через центровые отверстия.

Погрешность формы заготовки учитывается с помощью расчёта полярного радиуса точек её поверхностей:

$$R_З = \sqrt{((R_З - \Delta_К \cdot L_0/L_З)\cos\varphi)^2 + \\ + ((R_З - \Delta_О - \Delta_К \cdot L_0/L_З)\sin\varphi)^2}, \qquad (31)$$

где $R_З$ – исходный радиус заготовки; $\Delta_К$ – величина конусности поверхности заготовки; φ – полярная координата точки, расположенной на поверхности заготовки; $\Delta_О$ – величина овальности заготовки.

На основе вышеизложенных математических зависимостей и способов учёта погрешностей технологической системы была разработана программа прогнозирования точности шлицефрезерования, позволяющая после ввода исходных данных произвести расчёт действительного полярного радиуса каждой точки шлицевой поверхности, а также с использованием рассчитанных данных определить величины её погрешностей и влияние каждого рассмотренного параметра технологической системы на точность шлицевой поверхности.

С помощью представленной модели и составленном на её основе программы было произведено моделирование предполагаемых погрешностей шлицевого вала при следующих условиях: параметры шлицевого профиля по ГОСТ 1139-80 – число шлицев z = 6, ширина шлица b = 5 мм, наружный диаметр D = 25 мм, внутренний диаметр d = 21 мм; параметры заготовок образцов – длина L = 200 мм; данные по инструменту по ГОСТ 15067-80 – длина инструментальной оправки 380 мм, диаметр инструментальной оправки 22 мм; данные по паспорту станка – смещение центров инструментальной оправки – max 22 мкм, жёсткость шпиндельного узла 30000 кН/м, задней бабки 20000 кН/м. Переменными параметрами являлись нормативные значения режимов резания со следующими интервалами их изменения: подача S – 0,5–2 мм/об, скорость резания V – 15–30 м/мин, глубина резания t – 0,8 и 2 мм для обработки за два и один рабочий ход соответственно.

По результатам расчёта построены и экспериментально проверены графики погрешностей профиля продольного сечения внутренней поверхности в трех точках по длине заготовки – у шпиндельной и задней бабки, в её середине (рис. 4–6).

Сплошными линиями на рисунках выполнены графики экспериментальных моделей, штриховыми линиями – соответствующие графики прогнозирования.

Как видно из графиков, уменьшение погрешностей профиля продольного сечения в указанных условиях происходит при увеличении скорости главного движения и уменьшении продольной подачи червячной фрезы.

Сравнивая графики экспериментальных и теоретических исследований, можно отметить относительную их близость, однако экспериментальная зависимость погрешности профиля продольного сечения в трёх точках исследуемого образца принимает несколько большие значения, что связано с неучтённой, возможно более низкой жёсткостью инструментальной системы шлицефрезерного станка, использованного в ходе эксперимента.

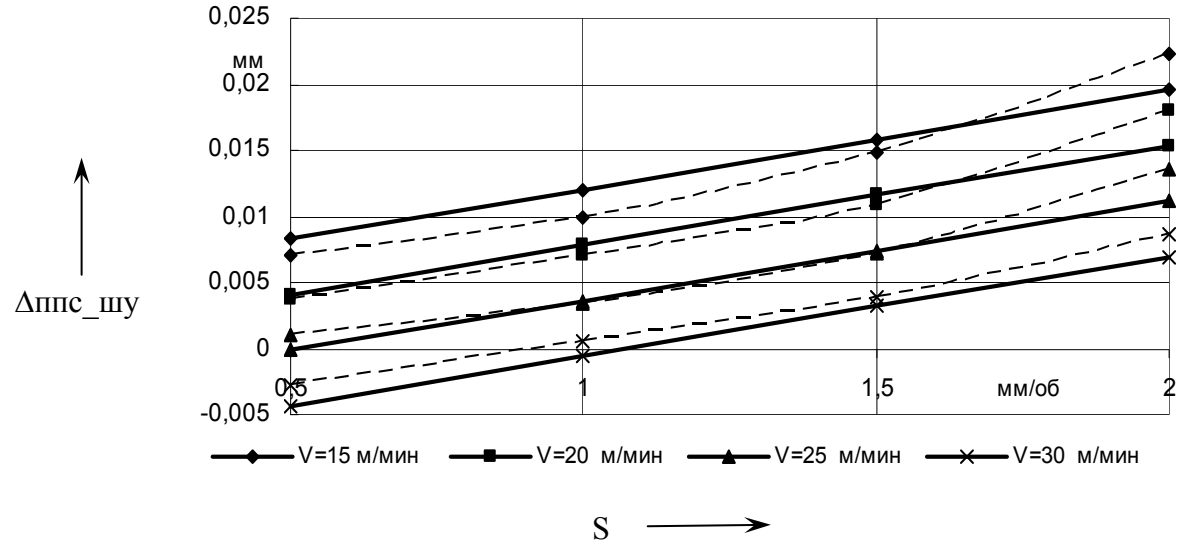

Рис. 4. Экспериментальный и теоретический график погрешности профиля продольного сечения образца у шпиндельной бабки

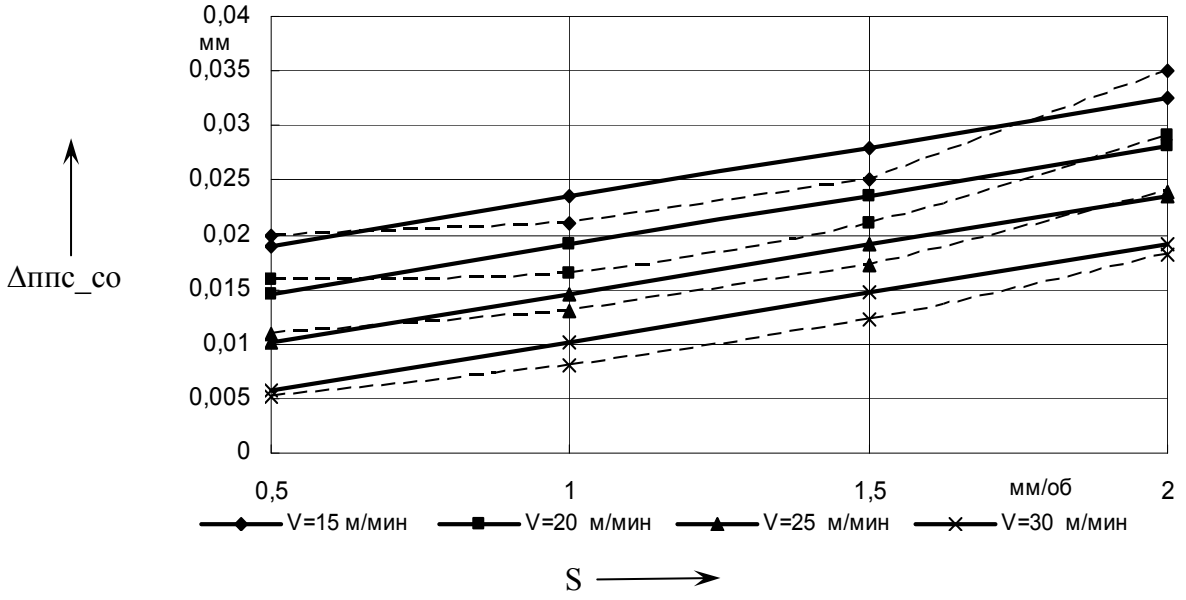

Рис. 5. Экспериментальный и теоретический график погрешности профиля продольного сечения в середине образца

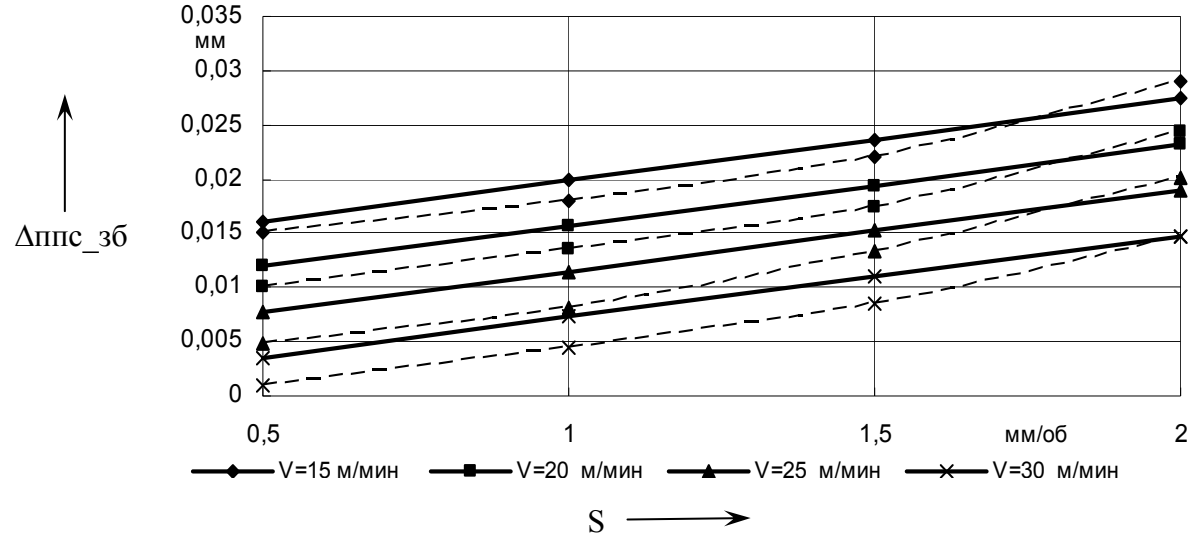

Рис. 6. Экспериментальный и теоретический график погрешности профиля продольного сечения образца у задней бабки

Применение методики прогнозирования погрешностей обработки шлицевой поверхности червячной фрезой позволяет установить требуемые по условиям точности, производительности, энергосбережения режимы резания с учётом исходного состояния основных элементов технологической системы.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Шалыжин, К. А.** Прогнозирование погрешностей шлицевого вала на основе моделирования и анализа деформаций в технологической системе / К. А. Шалыжин, А. А. Жолобов // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии : материалы междунар. науч.-техн. конф. – Могилев, 2007. – С. 102–103.

2. **Феодосьев, В. И.** Сопротивление материалов / В. И. Феодосьев. – М. : Наука, 1979. – 486 с.

3. **Лизогуб, В. А.** Влияние проектных параметров узлов токарного станка и режима резания на точность обработки / В. А. Лизогуб // СТИН. – 2007. – № 3. – С. 8–10.

4. **Трофимов, Б. Ф.** Расчет моментов инерции сечения шлицевых валов с эвольвентным профилем зубьев / Б. Ф. Трофимов // Вестн. машиностроения. – 2004. – № 8. – С. 23–25

5. **Жолобов, А. А.** Прогнозирование и обеспечение качества технологических систем на этапах их проектирования и изготовления : монография / А. А. Жолобов. – Могилёв : Белорус.-Рос. ун-т, 2005. – 304 с.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 15.06.2009

K. A. Shalyzhyn, A. A. Zholobov
Forecasting of accuracy of shaping of the splined surface by the hob taking into account changing rigidity of the technological system

It is offered the general methodology of forecasting of accuracy of shaping of the splined surface by the hob, based on principles of mathematical modelling taking into account changing rigidity of the technological system, including the forming product. The dependences connecting modes of cutting and entrance parametres of technological system with errors of the form, sizes and relative position of the processing t splined surface of the shaf are established.

ЭЛЕКТРОТЕХНИКА

УДК 621.3

Н. А. Автушенко, Г. С. Леневский, канд. техн. наук, доц.

ПОСТРОЕНИЕ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ ПЕРЕХОДНЫМИ ПРОЦЕССАМИ В МАГИСТРАЛЬНЫХ ТРУБОПРОВОДАХ ГОРЯЧЕГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ

В статье рассмотрена методика расчета регулятора давления в системах горячего водоснабжения, разработана математическая модель в среде MATLAB. Расчет основан на преобразовании гиперболических передаточных функций трубопровода в инерционное звено второго порядка. Полученное решение позволяет контролировать выходной параметр в любой точке магистрального трубопровода горячего водоснабжения. Такое решение направлено на исключение гидравлических ударов, повышение надежности систем и, как следствие, продление эксплуатационного срока.

Теоретические исследования в области систем автоматического управления регулируемых электроприводов турбомеханизмов, работающих на длинные трубопроводы, вызваны ростом числа энергосберегающих технологий, а также необходимостью автоматизации работы насосных станций и распределительных систем трубопроводов. Между тем, применение частотных приводов насосов на ряде объектов требует специального подхода по причине возникновения гидравлических ударов и колебаний давления в трубопроводе при регулировании частоты вращения турбомеханизма.

Возникновение колебаний обусловлено тем, что длинные трубопроводы являются объектами с распределенными параметрами. Изменение давления в любой точке вызывает волну давления, распространяющуюся по трубопроводу со скоростью, определяемой скоростью звука в среде трубопровода. Колебания давления возникают также при наличии в системе трубопроводов замкнутых контуров или объектов, отражающих волну давления.

Принимается, что давление в обратном сетевом трубопроводе постоянно и равно 0,2 МПа, давление на входе сетевых насосов второго подъема формируется насосами первого подъема, изменение давления в обратном сетевом трубопроводе близко к нулю и, как следствие, не учитывается в дальнейшем расчете. Таким образом, контроль перепада давления вырождается в контроль давления в конкретной точке прямого магистрального трубопровода. Напряжение задания всех частотных приводов насосов остается одинаковым.

В качестве исследуемого объекта используется участок магистральной тепловой сети Могилевских тепловых сетей от ТЭЦ-2 до павильона П2 общей протяженностью 4173,6 м. Система имеет следующие параметры: количество работающих насосов второго подъема – 4, тип насоса СЭ-2500-140 ($Q_Н$ = 2500 м^3, $p_Н$ = 1,37 МПа), суммарный расход в прямом коллекторе ТЭЦ-2 – 9087 м^3, расход исследуемой магистрали – 4479 м^3, номинальное давление в прямом коллекторе – 1,2 МПа, условный диаметр трубопровода – 1 м, температура наружного воздуха – 0 ^{o}C, температура теплоносителя – 98 ^{o}C.

Для расчета регулятора в конце трубопровода необходимо рассчитать передаточные функции насосного агрегата и магистрального трубопровода.

Расчет передаточной функции насосного агрегата имеет ряд трудностей, т. к. содержит квадрат входного воздей-

ствия – расхода воды (скорости вращения крыльчатки): $H = a \cdot Q^2 + b \cdot Q + c$; ($H = 0{,}0000037 \cdot Q^2 - 0{,}0023330 \cdot Q + 169{,}1289177$). Для получения искомой передаточной функции частично используется расчет А. К. Аракеляна и А. В. Шепелина [1].

$$W_{HA}(p) = \frac{p(p)}{\omega(p)} = k_н \frac{1 + k_0 \cdot e^{-2\tau p}}{1 + \lambda k_0 \cdot e^{-2\tau p}};$$

$$e^{-2\tau p} = 1 - 2\tau p + 2\tau^2 p^2 - \frac{4\tau^3 p^3}{3}, \quad (1)$$

где τ – время распространения волны в один конец трубопровода:

$$\tau = \frac{l}{c}, \quad (2)$$

$k_н$ – коэффициент линеаризации кривой напора насоса от скорости:

$$k_н = -\frac{p_{н.а.ном} - p_{н.а.нач}}{\omega_{н.а.ном} - \omega_{н.а.нач}}. \quad (3)$$

Далее в расчетах используется модуль значения (3).

Коэффициент степени колебательности системы λ для инженерных расчетов принимается равным 0,6 и определяется по формуле

$$\lambda = 1 - \frac{2k_{нх} \cdot S}{\rho c}, \quad (4)$$

где S – площадь сечения трубопровода, $S = \pi d^2/4$; $k_{нх}$ – коэффициент жесткости характеристики в области рабочей точки.

Учитывая вышестоящую формулу, может быть найден коэффициент жесткости характеристики в области рабочей точки

$$k_{нх} = \frac{(1-\lambda)\rho c}{2 \cdot S}. \quad (5)$$

Коэффициент отражения волны от конца трубопровода

$$k_0 = \frac{k\frac{S}{\rho c} - 1}{k\frac{S}{\rho c} + 1}. \quad (6)$$

Коэффициент, учитывающий степень закрытия задвижки в конце трубопровода:

$$k = \frac{P_{x=l}}{Q_{x=l}}. \quad (7)$$

Передаточная функция насосного агрегата примет вид:

$$W_H = \frac{7750{,}16}{0{,}13p + 1}. \quad (8)$$

Передаточная функция магистрального трубопровода, полученная из уравнений Навье-Стокса и уравнения неразрывности среды $W(s, l)$, и преобразованная передаточная функция в виде, удобном для моделирования в среде MATLAB, $W_1(s, l)$ определяются как

$$W(s,l) = \frac{1}{\frac{Z_{ВЛ}(s)}{Z_2(s)} \cdot sh[\theta(s), l] + ch[\theta(s), l]};$$

$$W_1(s,l) = \frac{K}{ch[\theta(s)l] + \frac{Z_{ВЛ}(s)}{Z_1(s)} sh[\theta(s)l]},$$

где $Z_1(s)$, $Z_2(s)$, $Z_{ВЛ}(s)$ – концевые операторные сопротивления; K – поправочный коэффициент, $K = f(l)$.

При оценке поведения динамической составляющей давления теплоносителя трубопровода было замечено сходство в получении передаточных функций [2] с квадратичными полиномами n-го порядка. Наряду с использованием регулятора давления с помощью гиперболических функций [3] искомую передаточную функцию можно представить в полиномиальном виде. Передаточная функция магистрального трубопровода имеет вид:

$$W_{p2p1}(s)=\frac{T_1^2\cdot T_2^2\cdot T_3^2\cdot\ldots\cdot T_n^2}{\left(s^2+T_1^2\right)\left(s^2+T_2^2\right)\left(s^2+T_3^2\right)\cdot\ldots\cdot\left(s^2+T_n^2\right)}. \quad (9)$$

Для исследуемого участка протяженностью 4173,6 м передаточная функция примет вид:

$$W_{p2p1}(s)=\frac{1}{\left(4,54s^2+1\right)\left(1,85s^2+1\right)\left(1,11s^2+1\right)}.$$

Анализ распределения резонансных частот выполняется с помощью логарифмических амплитудно-частотных характеристик (ЛАЧХ). При $s = j\omega$ ЛАЧХ передаточных функций $W(s,l)$, $W_1(s,l)$ и $W_{p2p1}(s)$, $W_1(s)$ имеют вид:

$$L(\omega)=20lg\left[W(j\omega,l)\right];$$

$$L_1(\omega)=20lg\left[W_1(j\omega,l)\right];$$

$$L_2(\omega)=20lg\left[W_{p2p1}(j\omega)\right].$$

Анализ распределения резонансных частот с помощью ЛАЧХ представлен на рис. 1.

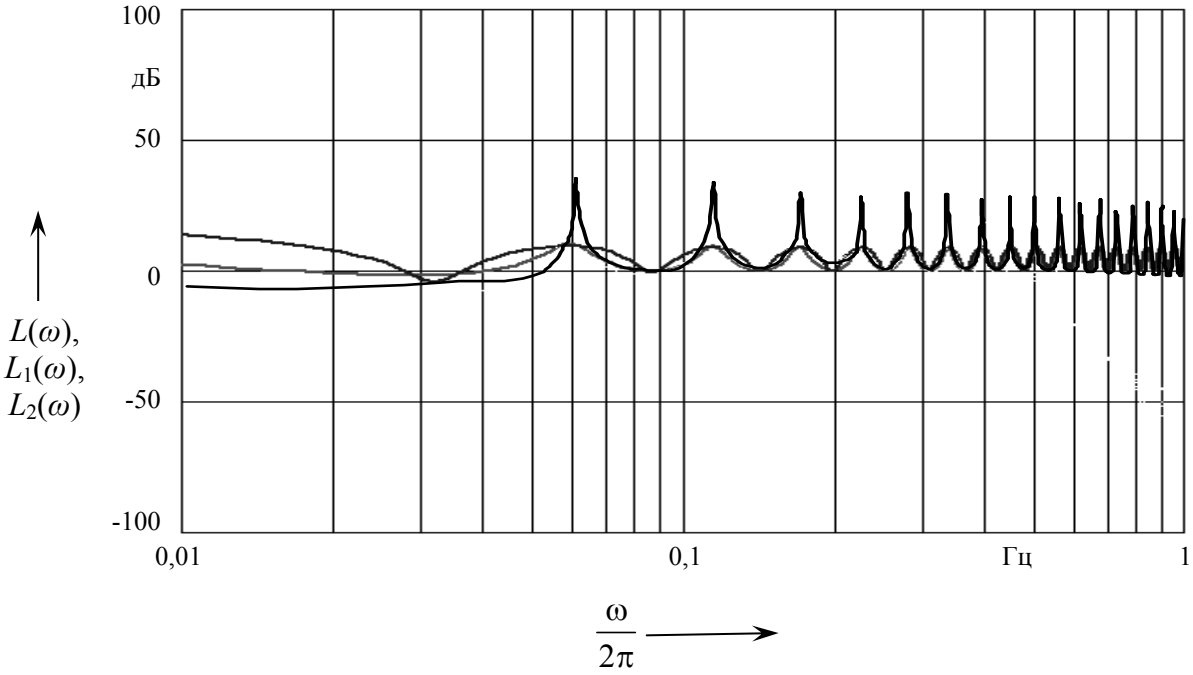

Рис. 1. ЛАЧХ магистрального трубопровода по давлению

Учитывая рекомендации по выбору постоянных времени [2], используем только вторую резонансную частоту как базовую. Реально в регуляторе оператор Лапласа со степенью выше второй влияния на систему не оказывает – оставляем множитель знаменателя от базовой резонансной частоты $\omega_{\text{РЕЗ}}=1/\sqrt{1,85}$. Кроме того, если систему оставить в виде $W_{p2p1_{4173,6}}(s)=\left[1,85s^2+1\right]^{-1}$, то очевидно, что это передаточная функция для незатухающих колебаний, хотя в реальности колебания имеют затухающий характер. Для этого по аналогии с [2] вводится демпфирующая составляющая.

В общем виде передаточная функция (9) примет вид:

$$W_{p2p1}(s)=\frac{1}{\left(T_{TP}^2s^2+2\cdot\gamma\cdot T_{TP}+1\right)}, \quad (10)$$

где T_{TP} – постоянная времени трубопровода $T_{2\text{РЕЗ}}=1/\omega_{2\text{РЕЗ}}$.

Для исследуемого участка функция примет вид:

$$W_{p2p1}(s)=\frac{1}{\left(1{,}85s^2+2\cdot\gamma\cdot\sqrt{1{,}85}+1\right)}, \quad (11)$$

где γ – параметр аппроксимирующей модели объекта с распределенными параметрами (РП – объекта) [2].

Обратная связь по давлению может быть рассчитана следующим образом:

$$K_{ДР}(p)=\frac{U_З}{P_{П2}}. \quad (12)$$

Расчет параметров выполняется исходя из рекомендаций [2] по принципу подчиненного регулирования. Малая некомпенсируемая постоянная времени разрабатываемой системы автоматического управления (САУ) давлением в трубопроводе выбирается исходя из поиска наименьшей постоянной времени элементов системы. Таковой является постоянная времени преобразователя частоты $T_{ТП}$. Малая некомпенсируемая постоянная САУ примет вид:

$$T_\mu=2\cdot T_{ТП}. \quad (13)$$

Передаточная функция регулятора, настроенного на модульный оптимум (МО):

$$W_{РЕГ}(s)=\frac{\left(T_{ТР}^2s^2+2\cdot\gamma\cdot T_{ТР}+1\right)K_{ДС}\left(T_{Н/А}s+1\right)}{2\cdot T_\mu K_{ДР}K_{TES}K_{Г2}K_{Н/А}s}. \quad (14)$$

Для получения оптимального переходного процесса устанавливается входной фильтр, а САУ настраивается на симметричный оптимум. Тогда передаточная функция регулятора и фильтра определится как

$$W_Ф(s)=\frac{1}{T_Фs+1}. \quad (15)$$

Передаточная функция регулятора давления, настроенного на симметричный оптимум (СО), примет вид:

$$W_{РЕГ}(s)=\frac{abT_\mu s+1}{abT_\mu s}\times$$
$$\times\frac{\left(T_{ТР}^2s^2+2\cdot\gamma\cdot T_{ТР}+1\right)K_{ДС}\left(T_{Н/А}s+1\right)}{2\cdot T_\mu K_{ДР}K_{TES}K_{Г2}K_{Н/А}s}. \quad (16)$$

Для моделирования в среде MATLAB регулятор преобразовывается таким образом, чтобы показатель степени оператора Лапласа знаменателя был не менее показателя степени оператора Лапласа числителя (реально каждое из слагаемых третьего множителя знаменателя с учетом его порядка малости, за исключением 1, вырождается в 0 и не оказывает влияния на переходной процесс).

$$W_{РЕГ}(s)=\frac{abT_\mu s+1}{abT_\mu s}\times$$
$$\times\frac{K_{ДС}\left(T_{Н/А}s+1\right)}{2\cdot T_\mu K_{ДР}K_{TES}K_{Г2}K_{Н/А}s}\times$$
$$\times\frac{T_{ТР}^2s^2+2\cdot\gamma\cdot T_{ТР}+1}{0{,}00001s^2+0{,}0001s+1}. \quad (17)$$

Передаточная функция фильтра для симметричного оптимума

$$W_{ФСО}(s)=\frac{1}{abT_\mu s+1}. \quad (18)$$

Регулятор давления, настроенный на СО (блок REG), представлен на рис. 2, математическая модель САУ давлением теплоносителя в трубопроводе тепловых сетей в среде MATLAB представлена на рис. 3.

Анализ параметров регулятора. Рассматривается параметр *a* в диапазоне от 1,2 до 8. Графики переходных процессов давления в павильоне П2 исследуемого трубопровода для различных *a* представлены на рис. 4 и 5.

Из полученных графиков следует, что изменение параметра *a* даже в большом диапазоне, когда система обладает довольно значительной инерционностью, на переходной процесс влияния практически не оказывает.

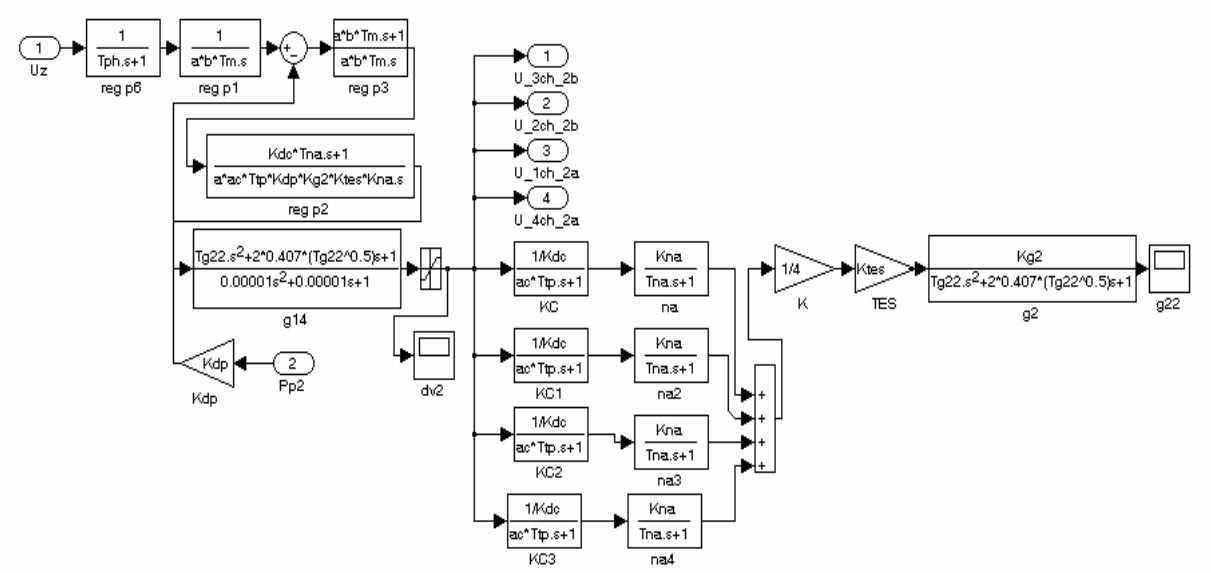

Рис. 2. Математическая модель блока REG (регулятора давления) электропривода и системы управления поведением теплоносителя в магистральных трубопроводах тепловых сетей в среде MATLAB

Так как время моделирования ($t_{ПП} = 0{,}95t_{УСТ}$) принимается по аналогии с переходным процессом, описанным с использованием гиперболических функций, – 30 с, то предварительно $T_Ф = t_{ПП}/3{,}4$.

Выполняется моделирование для оценки влияния фильтра на входе в САУ. Результаты моделирования представлены на рис. 5.

График переходного процесса (рис. 6) используется для сравнения с переходным процессом, полученным для гиперболических функций, откуда видно, что оптимальным является переходной процесс с параметром фильтра $T_Ф = 4xT_{TP}$.

Оценка качества переходного процесса выполняется исходя из условия попадания в 95 % от установившегося значения давления в исследуемой точке при времени переходного процесса 30 с.

По результатам моделирования видно, что более предпочтительным является постоянная времени фильтра $T_Ф = 4xT_{TP} =$ = 7,4 с.

Моделирование выполняется по схеме, представленной на рис. 3, система регулирования выполнена по схеме, представленной на рис. 2 с настройкой регулятора давления на МО (отсутствуют блоки regp1, regp3).

Моделирование с настройкой регулятора давления на СО выполняется по схеме, представленной на рис. 3. Результаты моделирования представлены на рис. 7.

При использовании регулятора по давлению, рассчитанного по формулам (15), (17), (18), колебательность заметно снижается в сравнении с нерегулируемой схемой.

Далее выполняется проверка полученной системы регулирования для различных сигналов задания. Данные соответствия сигналов заданий и требуемых давлений для исследуемой системы представлены в табл. 1. Пересчет выполняется по (12).

Результаты моделирования переходных процессов для СУЭП в магистральных трубопроводах с внешней обратной связью и регулятором, настроенным на СО для заданий из табл. 1, представлены на рис. 7.

Результаты моделирования совпадают с заданием с требуемой точностью в 1 %.

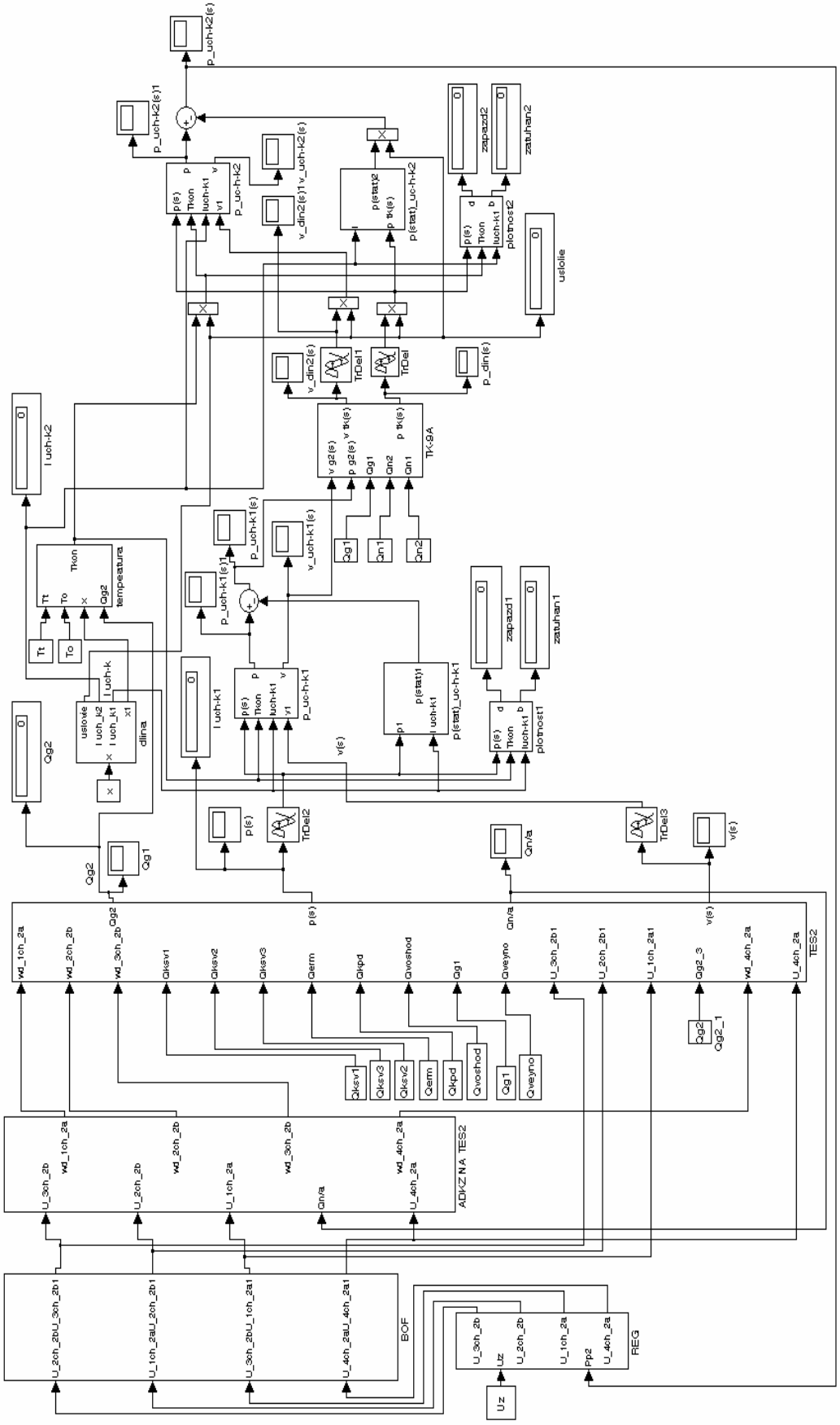

Рис. 3. Математическая модель САУ давлением теплоносителя в трубопроводе тепловых сетей в среде MATLAB

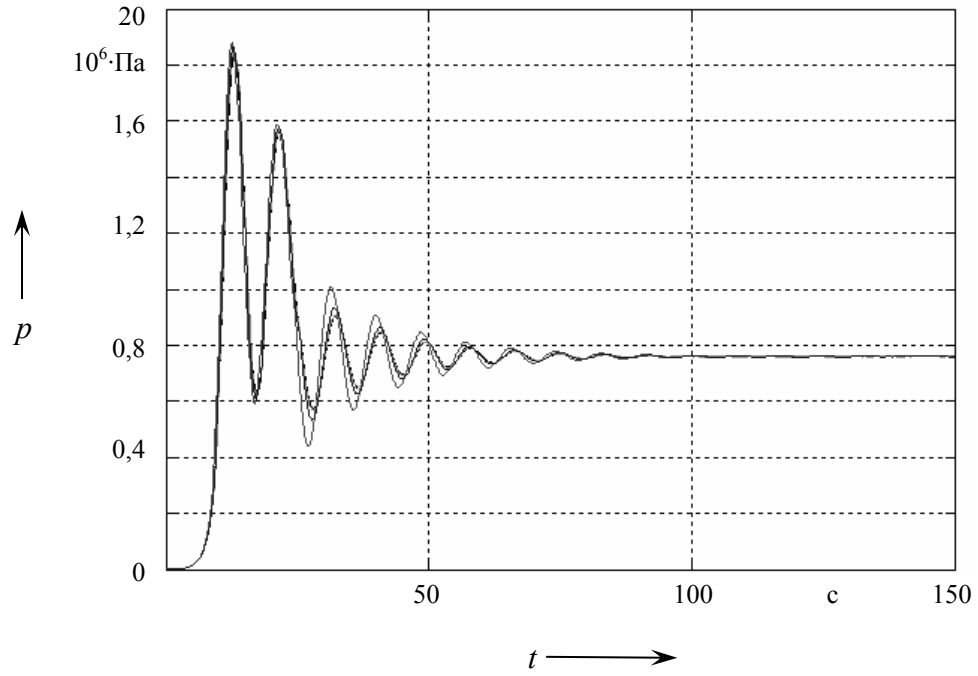

Рис. 4. Графики переходных процессов давления в трубопроводе в павильоне П2 при изменении параметра а в диапазоне от 1,2 до 8

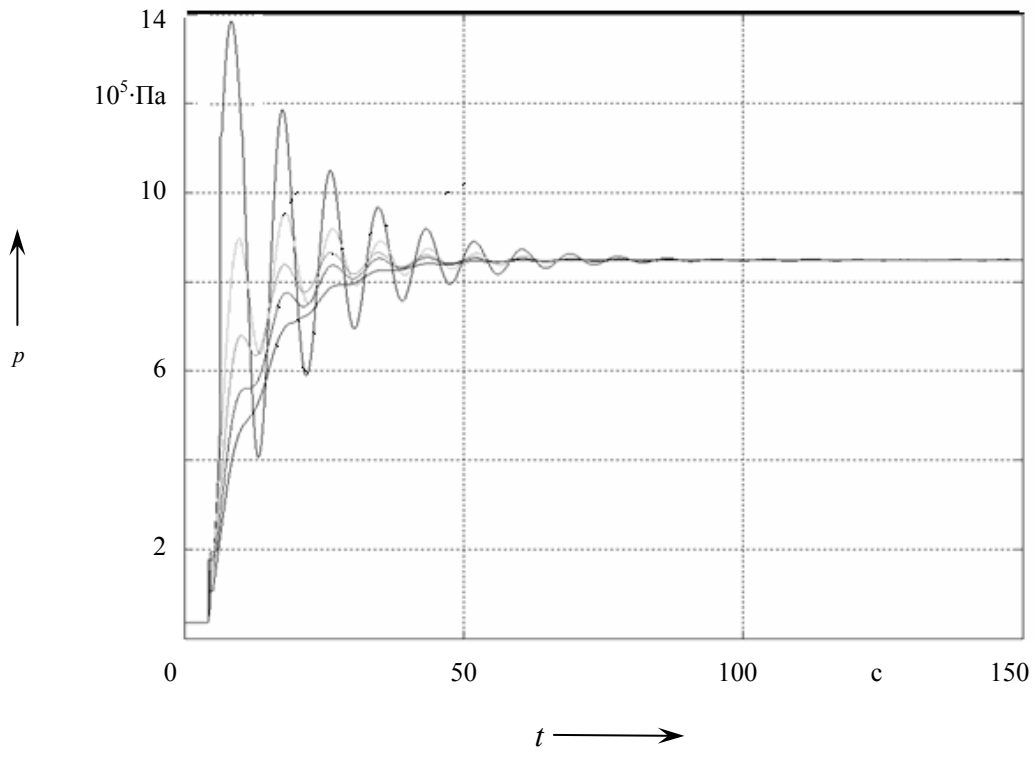

Рис. 5. Графики переходных процессов давления в трубопроводе в павильоне П2 при пуске четырех насосов при изменении постоянной времени фильтра ($T_Ф = 1xT_{TP}$ ... $5xT_{TP}$)

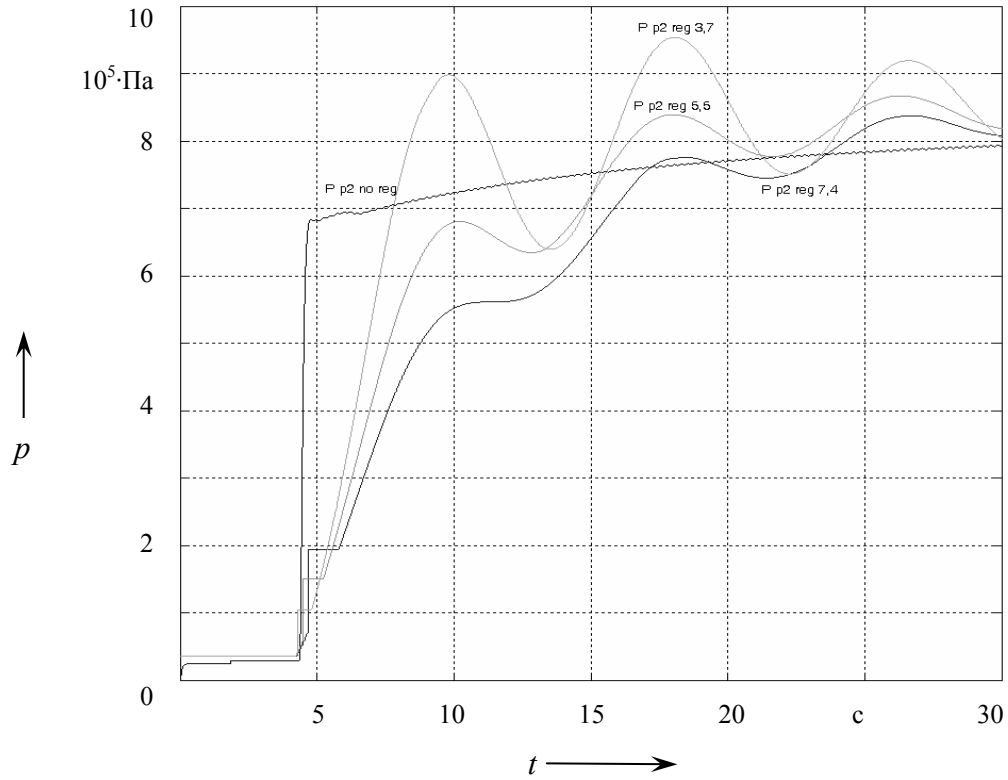

Рис. 6. График переходного процесса давления в П2 для нерегулируемой и регулируемой схем с $T_Ф = 2xT_{TP} = 3{,}7$ с, $T_Ф = 3xT_{TP} = 5{,}5$ с, $T_Ф = 4xT_{TP} = 7{,}4$ с

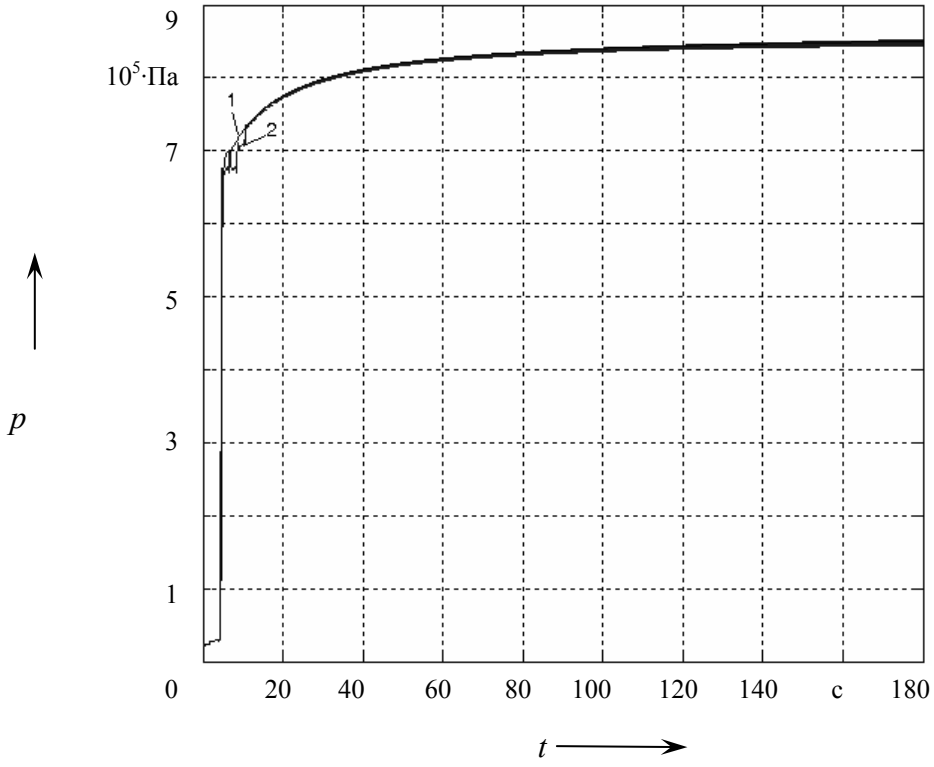

Рис. 7. Графики переходных процессов давления в павильоне П2: 1 – одновременное включение четырех насосов по регулируемой схеме в внешней ОС по давлению с настройкой на СО; 2 – веерное включение четырех насосов по нерегулируемой схеме

Табл. 1. Соответствие сигналов заданий и давлений в П2

Сигнал задания напряжения САУ, В	Давление в П2, Па
10	845590
9	762712
8	677966
7	593220

Для исследуемой схемы оценивается адекватность системы регулирования при моделировании штатной ситуации – изменение сигнала задания с 9 по 9,37 В при увеличении давление с 0,76 до 0,8 МПа. Моделирование выполняется при мгновенном изменении задания (нерекомендуемый режим задания) (рис. 8) и плавном задании за 10 с (рис. 9). Отклик системы запаздывает на 4,2 с ввиду значительной протяженности трубопровода. На основании полученных результатов можно судить об адекватности полученного регулятора.

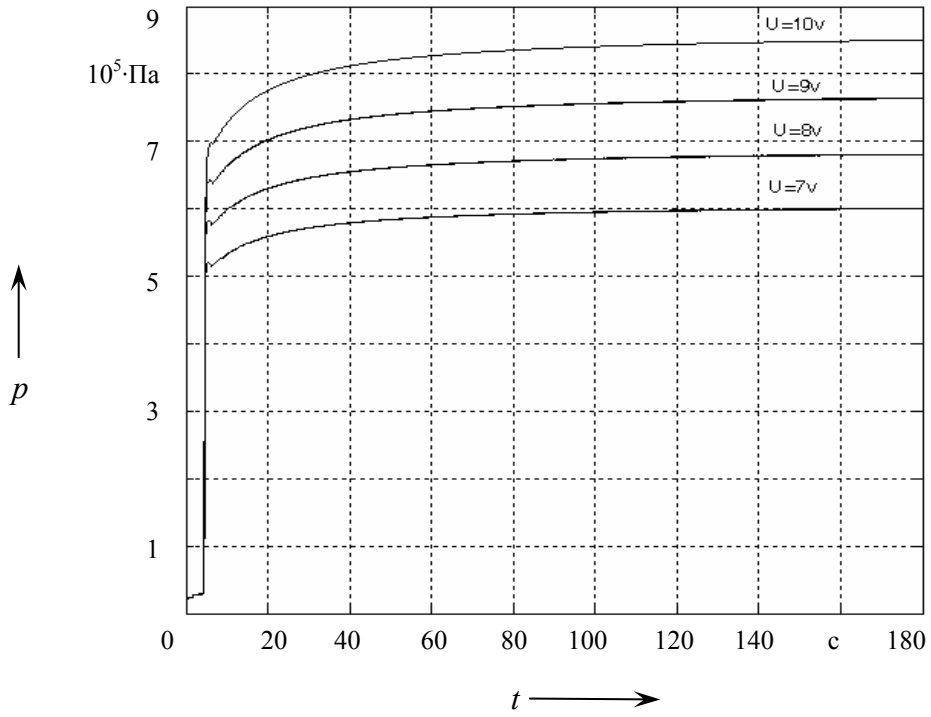

Рис. 8. Семейство кривых давления в павильоне П2 при использовании системы регулирования с настройкой на СО

Выводы

Полученная система позволяет контролировать QH-параметры в любой точке трубопровода, исключая нестационарные процессы в системе. Система может быть использована для прогнозирования результатов конкретного режима, а также для исключения гидравлических ударов и колебания напора в коммуникационной сети путем формирования переходных процес-

сов пуска и останова системы электропривода группы насосных агрегатов. Представление длинного трубопровода как динамического объекта позволит находить оптимальные законы управления системой.

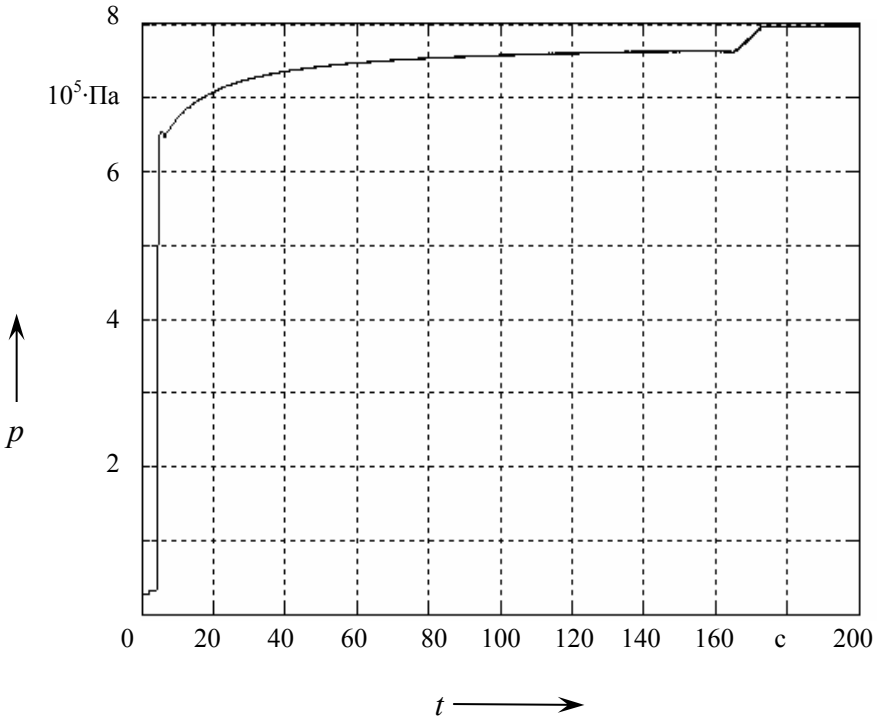

Рис. 9. График переходного процесса давления в павильоне П2 при одновременном пуске насосных агрегатов при плавном увеличении сигнала задания с 9 до 9,37 В за 10 с

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Аракелян, А. К.** Способы построения систем автоматического управления электроприводами насосов, работающих на длинные трубопроводы / А. К. Аракелян, А. В. Шепелин // Электричество. – 2001. – № 2. – 212 с. : ил.

2. **Киселев, Н. В.** Электроприводы с распределенными параметрами / Н. В. Киселев, В. Н. Мядзель, Л. Н. Рассудов. – Л. : Судостроение, 1985. – 220 с. : ил.

3. **Автушенко, Н. А.** Построение математической модели системы горячего водоснабжения магистральных трубопроводов в среде MATLAB / Н. А. Автушенко, Г. С. Леневский // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2007. – № 3. – 212 с : ил.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 27.09.2008

N. A. Avtushenko, G. S. Lenevsky
Construction of control systems by transients in the main hot waterway pipelines

The design procedure of a regulator of pressure in the main hot waterway pipelines is shown in the scientific paper. A mathematical model in MATLAB has been developed. Account is based on transformation of hyperbolic transfer functions of the pipeline to a second order relaxation circuit. The received decision allows supervising output parameter in any point of the main hot waterway pipelines. It is directed on exception of hydraulic impacts, reliability of systems and operational term improvement.

СТРОИТЕЛЬСТВО. АРХИТЕКТУРА

УДК 666.972

Н. В. Суходоева, В. В. Бабицкий, д-р техн. наук, проф.

АНАЛИЗ ФОРМУЛ ДЛЯ РАСЧЕТА ПРОЧНОСТИ БЕТОНА НА СЖАТИЕ

Приведены описанные в технической и научной литературе формулы для расчета прочности бетона на сжатие, дан сравнительный анализ их точности.

Введение

В основе любой методики проектирования состава бетона лежит расчет предела прочности бетона на сжатие (в дальнейшем – прочность бетона). И от точности формулы для расчета прочности бетона зависят как оптимальный расход компонентов бетонной смеси, в первую очередь вяжущего, так и соответствие всего комплекса фактических параметров бетона проектным значениям.

Проанализируем ряд формул, наиболее широко используемых в настоящее время предприятиями и научными организациями для расчёта прочности бетона с целью выявления наиболее удачного варианта для создания в последующем основы методики проектирования состава бетона.

Основные формулы для расчета прочности бетона на сжатие

Впервые теоретическое обоснование влияния различных факторов на прочность бетона более века назад дал проф. Военно-инженерной академии И. Г. Малюга. Он установил связь между прочностью бетона и отношением количества воды в бетонной смеси к массе сухой смеси цемента и заполнителей. Фактически результатом исследований ученого явилось создание так называемого «закона водоцементного отношения», до сих пор лежащего в основе большинства расчетных формул.

В конце XIX в. Р. Фере предложил формулу [1]

$$f_{б} = K \cdot \frac{C}{B+V}, \qquad (1)$$

где K – коэффициент, зависящий от активности цемента; C, B – абсолютные объемы цемента и воды; V – объем воздушных пор в единице объема бетона.

Затем Р. Фере несколько видоизменил ее [1], оставив те же влияющие факторы:

$$f_{б} = K \cdot \left(\frac{C}{C+B+V} \right)^2. \qquad (2)$$

Следует отметить правильность предложенного Р. Фере учета (хотя и достаточно сложного) содержания воздуха в бетонной смеси. Эта идея на практическом уровне начала развиваться лишь в настоящее время.

Д. Абрамс предложил формулу для расчета прочности бетона в следующем виде [1]:

$$f_{б} = \frac{A}{B^{1,5\left(\frac{B}{Ц}\right)}}, \qquad (3)$$

где A и B – постоянные, определяемые экспериментально.

М. Боломей представил формулу для расчета прочности бетона не как функцию водоцементного отношения, а цементно-водного [1]:

$$f_б = K \cdot f_ц \cdot \left(\frac{Ц}{B} - b \right), \qquad (4)$$

где K – эмпирический коэффициент, учитывающий влияние заполнителей на прочность бетона; $f_ц$ – активность цемента, МПа; b – значение цементно-водного отношения в пересечении функции с осью абсцисс.

Профессором Н. М. Беляевым предложена следующая формула [1, 2]:

$$f_б = \frac{f_ц}{A \cdot \left(\frac{B}{Ц} \right)^{1,5}}, \qquad (5)$$

где A – постоянная, зависящая от вида заполнителей (может быть принята равной 3,5).

Формула М. З. Симонова устанавливает связь прочности бетона с плотностью цементного камня [3]:

$$f_б = 0,49 \cdot A \cdot f_ц \cdot \left(\frac{3,1 \cdot \frac{Ц}{B}}{3,1 + \frac{Ц}{B}} \right)^2. \qquad (6)$$

Несмотря на то, что все указанные выше формулы, казалось бы, исчерпывающе описывают влияющие факторы, работы в данном разделе бетоноведения продолжились и в последующем.

Проста формула ВНИИЖелезобетона [4]:

$$f_б = f_ц \cdot \left(0,45 \cdot \frac{Ц}{B} - 0,18 \right). \qquad (7)$$

Общеизвестна [5] широко применяемая (по причине ее простоты), вошедшая во многие нормативные и рекомендательные документы, формула:

– при Ц/В ≤ 2,5

$$f_б = A \cdot f_ц \cdot \left(\frac{Ц}{B} - 0,5 \right); \qquad (8)$$

– при Ц/В > 2,5

$$f_б = A_1 \cdot f_ц \cdot \left(\frac{Ц}{B} + 0,5 \right), \qquad (9)$$

где A и A_1 – эмпирические коэффициенты, учитывающие влияние заполнителей.

Нетрудно убедиться в том, что формулы (8) и (9) являются развитием (с уточнением численных величин влияющих коэффициентов) формулы (4).

Особенность формулы НИИЖБа [6] заключается в том, что она может быть использована для расчета прочности бетона не только нормального твердения (или с получением 70 % отпускной прочности после тепловой обработки):

$$f_б = \left(0,23 \cdot f_ц + 10 \right) \cdot \frac{Ц}{B} - 8, \qquad (10)$$

но и с получением 100 % отпускной прочности после тепловой обработки:

$$f_б = \left(0,16 \cdot f_ц + 7 \right) \cdot \frac{Ц}{B} - 5,6. \qquad (11)$$

Формула Гершберга-Левина [7] учитывает плотность цемента $\rho_ц$ в качестве одного из влияющих факторов:

$$f_б = \left(1,72 \cdot f_ц + 84 \right) \cdot \left(\frac{\frac{Ц}{B}}{\frac{Ц}{B} + \rho_ц} - 0,17 \right). \qquad (12)$$

Оригинальна формула В. Н. Шмигальского [8], отличительной особенностью которой является введение в число влияющих факторов расхода воды B:

$$f_б = f_ц \cdot \frac{0,6 - 0,0014 \cdot B}{\left(\frac{B}{Ц} \right)^{1,3}}. \qquad (13)$$

А в формуле, предложенной В. И. Соломатовым [9], одним из влияющих факторов является расход цемента $Ц$:

$$f_б = K_б \sqrt{2 \cdot f_ц \cdot Ц}, \qquad (14)$$

где $K_б$ – коэффициент, зависящий от вида заполнителей (может быть принят равным 0,6 для тяжелых бетонов и 0,2 для легких).

Формула, предложенная Г. В. Несветаевым [10], внешне несколько напоминает формулу Н. М. Беляева:

$$f_{б} = K \cdot \frac{f_{ц}}{\left(\frac{B}{Ц}\right)^{1,3885}} \cdot \qquad (15)$$

Большой вклад в развитие науки о бетоне внесли и отечественные ученые.

Так, формула И. Н. Ахвердова [11] учитывает свойства цемента и одновременно (посредством коэффициента $k_{п}$) размеры испытываемых образцов:

$$f_{б} = \frac{k_{п} \cdot k_{з} \cdot f_{ц} \cdot \sqrt{1-\eta_{х}}}{\frac{1+1,65 \cdot К_{нг}}{К_{нг}} \cdot \left(\frac{B}{Ц}\right)_{б} - 1,65 \cdot К_{нг}}, \qquad (16)$$

где $k_{п}$ – коэффициент, зависящий от размеров испытываемых образцов и коэффициента нормальной густоты цемента; $К_{нг}$ – коэффициент нормальной густоты цемента (водоцементное отношение цементного теста, соответствующее нормальной густоте цемента); $k_{з}$ – коэффициент, учитывающий вид заполнителя; $\eta_{х}$ – коэффициент, учитывающий содержание тонкодисперсных фракций в цементе и заполнителе.

Оригинальность формулы, предложенной М. А. Шалимо [6], заключается в том, что прочность бетона связана не с водоцементным отношением бетонной смеси, а с относительным водосодержанием цементного теста Х:

$$f_{б} = \frac{К_{к} \cdot К_{з} \cdot f_{ц}}{Х^{2}}, \qquad (17)$$

где $К_{к}$ – коэффициент качества цемента, зависящий от нормальной густоты цемента; $К_{з}$ – коэффициент, учитывающий вид и предельную крупность зерен заполнителя, а также соотношение модулей упругости заполнителя и раствора в бетоне; Х – относительное водосодержание цементного теста (отношение водоцементного отношения цементного теста к коэффициенту нормальной густоты).

Одна из новейших капитальных разработок [12], выполненных под руководством профессора Н. П. Блещика, – многофакторная модель (упрощенная применительно к подбору состава бетона), связывающая прочность бетона с произведением ряда функций, учитывающих влияние разнообразных факторов:

$$f_{б} = k_{ТО} \cdot \varphi\left(f_{кр.з}\right) \cdot \varphi\left(f_{вяж}\right) \times \times \varphi\left(m_{ЦК}\right) \cdot \varphi\left(\left[\frac{Ц}{B}\right]_{пр}\right), \qquad (18)$$

где $k_{ТО}$ – коэффициент, учитывающий условия твердения бетона; $\varphi\left(f_{вяж}\right)$ – функция активности вяжущего; $\varphi\left(m_{ЦК}\right)$ – функция относительного содержания цементного камня; $\varphi\left(\left[\frac{Ц}{B}\right]_{пр}\right)$ – функция приведенного цементно-водного отношения; $\varphi\left(f_{кр.з}\right)$ – функция прочности крупного заполнителя.

Необходимо оговориться, что согласно [12] зависимость предназначена (в случае разрушения по цементному камню) для расчета прочности бетона классов С 35/45 и выше.

В. П. Сизов [13], устраняя недостатки формул (8) и (9), предложил единую формулу, максимально, посредством ряда поправок, учитывающую многочисленные влияющие факторы:

$$f_{б} = K_{1} \cdot K_{2} \cdot f_{ц} \cdot \left(A + \sum \Delta A\right) \cdot \left(\frac{1}{\frac{Ц}{B}} - 0,5\right), \qquad (19)$$

где K_{1} – коэффициент, зависящий от минералогического состава цемента; K_{2} – коэффициент, учитывающий уровень производства бетона; А – коэффициент, учитывающий особенности крупного и мелкого заполнителей; $\sum \Delta A$ – поправки к величине коэффи-

циента A, зависящие от удобоукладываемости бетонной смеси, нормальной густоты цемента, модуля крупности песка, наибольшей крупности щебня, водоцементного отношения, соотношения прочностей каменной породы и бетона.

В [14] предложены как упрощенный вариант формулы для расчета прочности бетона:

$$f_{б} = \frac{0{,}3 \cdot f_{ц}}{\frac{B}{Ц} - 0{,}1}, \qquad (20)$$

так и развернутый, учитывающий свойства заполнителей согласно заимствованной из (18) функции прочности крупного заполнителя:

$$f_{б} = \varphi\left(f_{кр.з}\right)\frac{0{,}3 \cdot f_{ц}}{\frac{B}{Ц} - 0{,}1}. \qquad (21)$$

Можно отметить, что все приведенные (а также иные подобные, не вошедшие в выборку) формулы имеют один общий недостаток – они ориентированы только на расчет прочности бетона в возрасте 28 суток. Значения же прочности бетона в любом возрасте по ним рассчитаны быть не могут, поскольку в формулы не входит фактор времени как в прямом, так и косвенном виде.

Но существуют иные принципы к подходу расчёта прочностных характеристик бетона. Т. Пауэрс [15] предложил увязывать прочность цементного камня с долей образующегося в процессе гидратации цементного геля в доступном пространстве, то есть в разработанной им зависимости фигурирует степень гидратации цемента, прямо зависящая от времени твердения материала. А. Е. Шейкин [16], основываясь на воззрениях Т. Пауэрса, предложил соответствующую формулу для расчета прочности цементного камня. В [17] сделана попытка связать прочность со степенью гидратации цемента, а также величиной тепловыделения, что в принципе правильно, но не доведено до инженерной стадии расчета. Возможно также определение прочности по величине контракции системы «цемент – вода» [18], однако и в этом случае необходимо экспериментальное определение первоначального соотношения величины контракции цемента и прочности бетона либо цементного камня. В [19] сделана попытка оценки прочности бетона в зависимости не от водоцементного отношения смеси, а от объемной концентрации цемента в цементном тесте. Отмеченные примеры показывают актуальность и необходимость поиска новых подходов к описанию кинетики прочности.

В [14] представлена формула для расчета прочности бетона, являющаяся развитием некоторых положений В. В. Бабкова [20] и получившая возможность для практического применения благодаря найденному И. Н. Ахвердовым и В. А. Богданом [21] соответствию водоцементного отношения раствора и нормальной густоты цемента при определении активности вяжущего. Она учитывает не только традиционные факторы (активность цемента $f_{ц}$ и В/Ц), но и физические свойства цемента $k_{ц}$, степень его гидратации α, объем цементного теста в 1 м^3 бетона $V_{т}$:

$$f_{б} = \frac{k_{ц} \cdot f_{ц}}{\left[1 + \frac{\rho_{ц}}{\rho_{в}} \cdot \left(\frac{B}{Ц}\right)_{б} + \frac{100}{\alpha}\right]^{3{,}2 - 0{,}12 \cdot \left(\frac{1}{V_{т}} - 1\right)}}. \qquad (22)$$

Степень гидратации цемента в проектном возрасте может быть рассчитана (без учета дополнительных влияющих факторов) как функция относительного водосодержания цементного теста [22]:

– при $\mathrm{X} < 1{,}65$

$$\alpha = 60 \cdot \mathrm{X} - \sqrt[3]{\left(1{,}65 \cdot \mathrm{X}\right)^2} \cdot e^{1{,}65 \cdot X}; \qquad (23)$$

– при $\mathrm{X} \geq 1{,}65$

$$\alpha = 70 + 5 \cdot \left(\mathrm{X} - 1{,}65\right). \qquad (24)$$

И. В. Вольф [23] подверг сомнению общепринятый закон водоцементного отношения и ввел новое понятие – фактор прочности бетона, который определяется соотношением масс химически связанной в процессе гидратации цемента воды и химически не связанной:

$$f_{б} = K \cdot f_{ц} \cdot \frac{В_{х.с.}}{В_{н.с.}}, \qquad (25)$$

где K – относительный показатель использования активности цемента в бетоне (рекомендуется принимать в пределах от 0,8 до 1,2); $В_{х.с.}$ – вода, химически связанная цементом при гидратации, кг; $В_{н.с.}$ – вода, не связанная химически при гидратации цемента (поровая), кг.

Масса химически связанной воды определяется относительным количеством химически связанной воды от массы цемента $W_{х.с.}$ и расходом цемента $Ц$ на 1 м^3 бетона:

$$В_{х.с.} = W_{х.с.} \cdot Ц . \qquad (26)$$

Масса же химически не связанной воды определяется разностью расхода воды, идущей на затворение бетонной смеси B, и массы химически связанной воды:

$$В_{н.с.} = B - B_{х.с.} . \qquad (27)$$

Автор формулы (25) указывает на то, что прямое определение степени гидратации цемента весьма сложно, поэтому величину $W_{х.с.}$ рекомендует принимать (из условия обеспечения максимального значения прочности бетона) постоянной и равной 0,2.

Итак, имеется ряд формул для расчета прочности бетона. Какая из них может быть рекомендована для практического применения

Анализ точности формул

Для оценки точности формул были сопоставлены фактические величины прочности бетона с рассчитываемыми по приведенным выше формулам. Фактические величины прочности брались из [23–25], при этом выборки были нацелены на широкое изменение величин водоцементного отношения, активности и расхода цемента, прочности крупного заполнителя. Всего фактических результатов n было около 500.

Представленные на рис. 1 достаточно хаотические результаты вполне убедительно подтверждают ранее сделанное заключение [2]: «… *Многочисленные попытки уточнить зависимость прочности бетона от водоцементного отношения и ряда других факторов не увенчались успехом. Усложнение формул и введение различных поправок не дает желаемого повышения точности технологических расчетов, поскольку вряд ли удастся учесть в этих формулах все факторы, влияющие на прочность бетона* …».

Для количественной оценки точности формул произведен статистический анализ. Естественно, более точна та формула, для которой сумма отклонений фактической величины прочности бетона от рассчитанной минимальна. Считалось, что точность той либо иной формулы тем выше, чем меньше коэффициент вариации V отклонений единичных значений расчетной прочности бетона $f_{брi}$ от фактических $f_{бфi}$:

$$V = \frac{\sqrt{\dfrac{\sum_{i=1}^{n}\left(f_{брi} - f_{бфi}\right)^2}{n-1}}}{\overline{f}_{ф}} \cdot 100. \qquad (28)$$

Гистограмма на рис. 2 наглядно отражает эффективность использования той либо иной формулы. Для наглядности на этом же рисунке приведена граница, соответствующая нормативному коэффициенту вариации прочности бетона (13,5 %). Интересно отметить тот несомненный факт, что формулы, полученные еще при основании бетоноведения как науки, вполне удовлетворительно описывают зависимость прочности бетона от влияющих факторов. В то же время отдельные формулы, полученные

уже в период расцвета науки и предназначенные, казалось бы, для уточнения расчетов, весьма далеки от совершенствования. Естественно, авторы данной работы далеки от мысли, что ими проведен исчерпывающий анализ, но определенные тенденции налицо. Например, точность формул (8) или (9), нашедших весьма широкое применение при проектировании составов бетона на заводах ЖБК, далека от идеала.

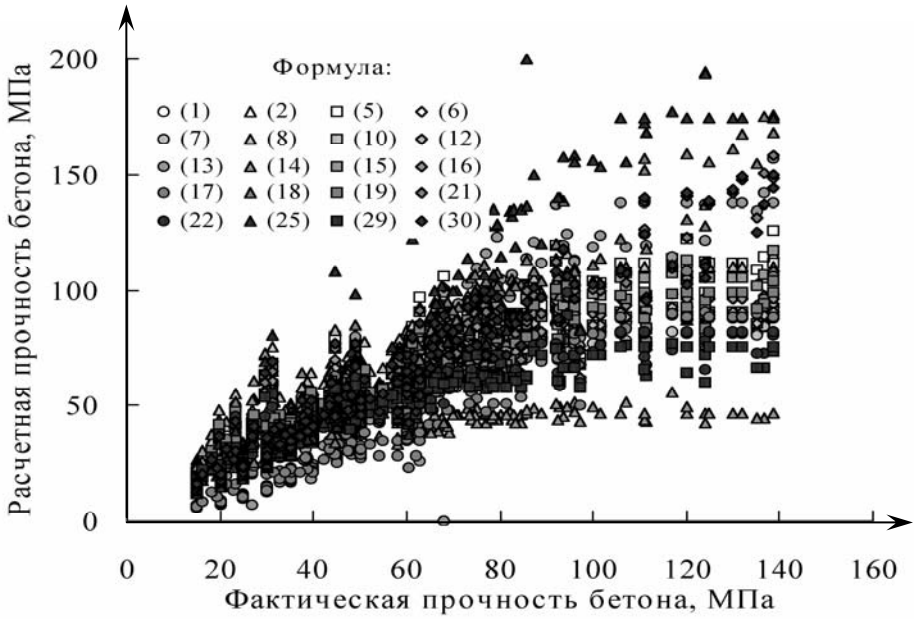

Рис. 1. Взаимосвязь прочности бетона, рассчитываемой по различным формулам, с фактической прочностью

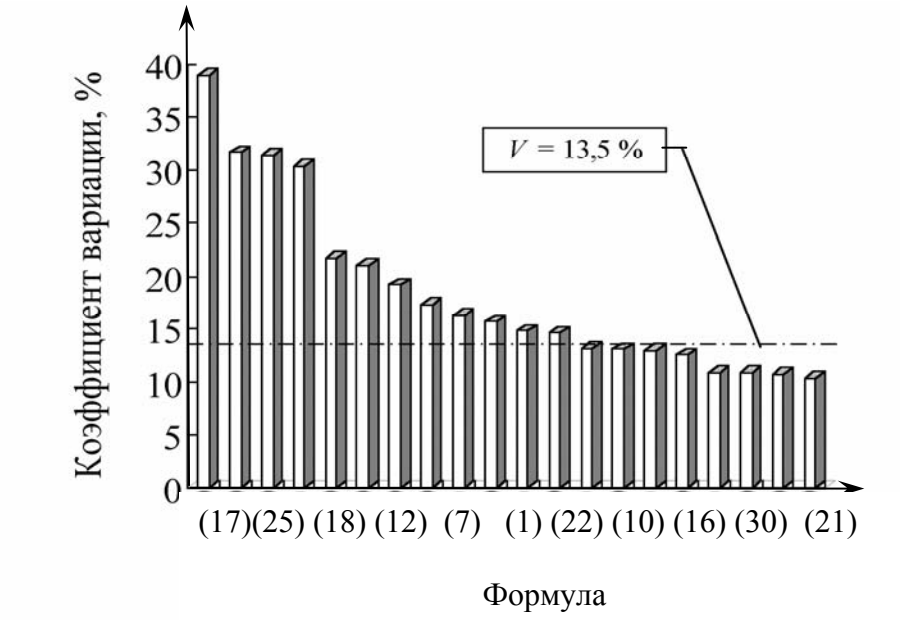

Рис. 2. Точность расчета прочности бетона по различным формулам

Более подробно рассмотрим формулы, содержащие в основе степень гидратации цемента, как более перспективные и позволяющие оценивать промежуточные величины прочности бетона, в частности, формулу И. В. Вольфа.

Как видно из полученных данных, формула (25) характеризуется весьма высоким коэффициентом вариации, что, казалось бы, делает ее бесперспективной. Это объясняется двумя существенными недостатками.

Во-первых, величина относительного количества химически связанной воды, как уже отмечалось, принимается постоянной и равной 0,2 на всем диапазоне водоцементных отношений (рис. 3). На самом же деле это далеко не соответствует теоретическим выкладкам и экспериментальным результатам. Проанализированные нами теоретические и фактические изменения степени гидратации цемента представлены на рис. 3. Наглядно видно, что зависимость фактической степени гидратации цемента α от водоцементного отношения имеет криволинейный характер, что не было учтено И. В. Вольфом. Если формулу (25) видоизменить и представить как функцию количества химически связанной воды, выраженную через степень гидратации цемента (считая по Т. Пауэрсу, что при полной гидратации цемента химически связанная вода составляет около 23 % от массы цемента), то получим выражение

$$f_б = K \cdot f_ц \cdot \frac{1}{\frac{В}{0{,}23 \cdot \alpha \cdot Ц} - 1}, \qquad (29)$$

где степень гидратации цемента может быть рассчитана по формулам (29) или (30).

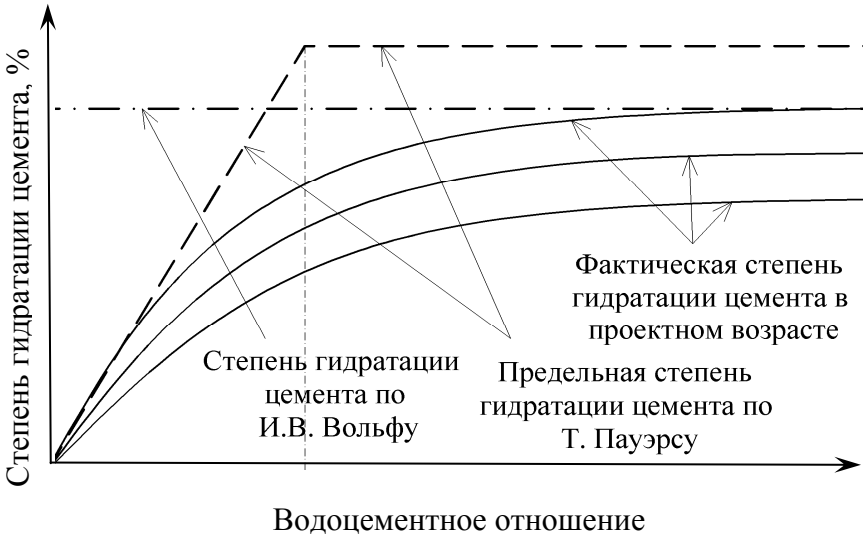

Рис. 3. Зависимость степени гидратации цемента от водоцементного отношения

Из графика на рис. 2 следует, что точность расчетов (величина коэффициента *K* принята постоянной и равной 1) по формуле (29), во-первых, существенно выше, чем по классической формуле И. В. Вольфа. И это естественно, поскольку общеизвестно, что количество химически связанной воды определяется степенью гидратации цемента, а она, в свою очередь, зависит от множества факторов: минералогического состава цемента, вида и количества химических добавок, водоцементного отношения бетонной смеси, условий твердения и возраста бетона и пр.

Во-вторых, выбор коэффициента K в (25) не подкрепляется четкими рекомендациями и произвольно принимается в пределах от 0,8 до 1,2, что предполагает весьма значительные отклонения рассчитываемых значений прочности бетона от фактических. В связи с этим вернемся к графикам на рис. 3 и обратим внимание на то, что в области водоцементных отношений около 0,4 имеет место явный перегиб кривых степени гидратации цемента. Это говорит о том, что соотношение химически связанной и химически не связанной воды не может однозначно описывать функцию прочности бетона на всем диапазоне водоцементных отношений. Поэтому попытаемся коэффициент K принимать в зависимости от В/Ц. Кроме того, введем в формулу (29) показавшую свою эффективность функцию прочности крупного заполнителя:

$$f_{б} = K_{В/Ц} \cdot f_{ц} \cdot \frac{\varphi\left(f_{кр.з}\right)}{\frac{В}{0{,}23 \cdot \alpha \cdot Ц} - 1}, \qquad (30)$$

где при $\frac{B}{Ц} < 0{,}4$

$$K_{В/Ц} = \frac{0{,}75}{\frac{B}{Ц}}, \qquad (31)$$

а при $\frac{B}{Ц} \geq 0{,}4$

$$K_{В/Ц} = 1{,}6 - 0{,}5 \cdot \left(\frac{B}{Ц} - 0{,}4\right). \qquad (32)$$

Статистический анализ формулы (30), представленный на рис. 2, показывает, что она дает точность расчетов, практически не уступающую иным проанализированным формулам. Однако эта формула имеет и достаточно убедительные положительные стороны – она сравнительно проста и, что весьма важно, в принципе может быть использована для расчета кинетики изменения прочности бетона в процессе твердения при различных температурах.

Вывод

Модифицированная формула И. В. Вольфа обеспечивает достаточную точность расчета прочности бетона в проектном возрасте в широком диапазоне водоцементных отношений и может быть положена в основу универсальной методики проектирования составов бетона, твердеющего как при нормальных температурах, так и повышенных и отрицательных.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Френкель, И. М.** О расчетах прочности бетона по формулам / И. М. Френкель // Бетон и железобетон. – 1974. – № 9. – С. 8–9.

2. **Скрамтаев, Б. Г.** Способы определения состава бетона различных видов / Б. Г. Скрамтаев, П. Ф. Шубенкин, Ю. М. Баженов. – М. : Стройиздат, 1966. – 160 с.

3. **Довжик, В. Г.** О зависимости прочности бетона от В/Ц / В. Г. Довжик // Бетон и железобетон. – 1974. – № 9. – С. 9–10.

4. **Кайсер, Л. А.** Цементы и их рациональное использование при производстве сборных железобетонных изделий / Л. А. Кайсер, Р. С. Чехова. – М. : Стройиздат, 1972. – 83 с.

5. **Баженов, Ю. М.** Способы определения состава бетона различных видов / Ю. М. Баженов. – М. : Стройиздат, 1975. – 272 с.

6. **Шалимо, М. А.** Лабораторный практикум по технологии бетонных и железобетонных изделий : учеб. пособие / М. А. Шалимо. – Минск : Выш. шк., 1987. – 196 с.

7. **Гершберг, О. А.** Уточнение формулы прочности тяжелого бетона на основе физической интерпретации закона водоцементного отношения / О. А. Гершберг, Л. И. Левин // Бетон и железобетон . – 1974. – № 9. – С. 5–7.

8. **Шмигальский, В. Н.** Оптимизация составов цементобетонов / В. Н. Шмигальский. – Кишинев : Штиинца, 1981. – 124 с.

9. Обоснование зависимости прочности бетона от активности и расхода цемента / В. И. Соломатов [и др.] // Бетон и железобетон. – 1999. – № 2. – С. 6–8.

10. **Несветаев, Г. В.** Эффективное применение суперпластификатора «Полипласт СП-1», / Г. В. Несветаев // Технологии бетонов. – 2006. – № 1(6). – Ч. 1. – С. 10–80.

11. **Ахвердов, И. Н.** Основы физики бетона / И. Н. Ахвердов. – М. : Стройиздат, 1981. – 464 с.

12. **Рыскин, М. Н.** Структурно-механические свойства и технология высокопрочного бетона : автореф. дис. … канд. техн. наук. – Минск, 2002. – 16 с.

13. **Сизов, В. П.** Проектирование составов тяжелого бетона / В. П. Сизов. – М. : Стройиздат, 1979. – 144 с.

14. **Бабицкий, В. В.** Структура и коррозионная стойкость бетона и железобетона : автореф. дис. ... д-ра техн. наук. – Минск, 2006. – 46 с.

15. **Пауэрс, Т.** Физическая структура портландцементного теста / Т. Пауэрс // Химия цементов : сб. тр. – М., 1969. – С. 300–319.

16. **Шейкин, А. Е.** Структура, прочность и трещиностойкость цементного камня / А. Е. Шейкин. – М. : Стройиздат, 1974. – 192 с.

17. **Запорожец, И. Д.** Тепловыделение бетона / И. Д. Запорожец, С. Д. Окороков, А. А. Парийский. – Л. : Стройиздат, 1966. – 316 с.

18. Методика определения характеристик структуры и пределов прочности бетона на основе измерения контракционного объема / ВНИИФТРИ. – М. : Изд-во стандартов, 1977. – 34 с.

19. **Волженский, А. В.** Минеральные вяжущие вещества / А. В. Волженский. – М. : Стройиздат, 1973. – 479 с.

20. **Бабков, В. В.** Закономерности связи структуры и прочности бетона / В. В. Бабков // Тепломассоперенос в процессах структурообразования и гидратации вяжущих веществ : сб. науч. тр. Ин-та тепло- и массопереноса им. А. В. Лыкова АН БССР. – Минск, 1981. – С. 38–51.

21. **Ахвердов, И. Н.** К унификации методики определения активности портландцементов по ГОСТ 310-60 / И. Н. Ахвердов, В. А. Богдан // Бетон и железобетон. – 1973. – № 12. – С. 32–33.

22. **Бабицкий, В. В.** Прогнозирование степени гидратации цемента / В. В. Бабицкий // Перспективы развития новых технологий в строительстве и подготовке кадров Республики Беларусь : сб. тр. VII междунар. науч.-метод. семинара. – Брест, 2001. – С. 211–215.

23. Исследование прочности бетона и подвижность бетонных смесей с целью повышения качества и обеспечения заданных свойств. Методы расчета составов бетона и подвижности бетонных смесей : отчет о НИР (заключ.) / Донецкий Промстройниипроект ; отв. рук. И. В. Вольф. – Донецк, 1980. – 306 с.

24. Исследование структурных характеристик бетона с целью разработки методики подбора составов бетона с заданной водонепроницаемостью и прочностью : отчет о НИР (заключ.) / Кишиневский политехнический ин-т ; отв. рук. А. В. Акимов ; исполн. : А. Г. Рубличан. – Кишинев, 1978. – 60 с.

25. **СНиП 5.01.23-83.** Типовые нормы расхода цемента для приготовления бетонов сборных и монолитных бетонных, железобетонных изделий и конструкций. – М. : Стройиздат, 1985. – 44 с.

Белорусский национальный технический университет
Материал поступил 17.11.2008

N. V. Sukhadoeva, V. V. Babitski
The analysis of formulas for calculation of compressive concrete strength

The article presents given in the technical and scientific literature formulae for calculation of compressive concrete strength. The comparative analysis of their accuracy is given in the paper.

ОХРАНА ТРУДА. ОХРАНА ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ. ГЕОЭКОЛОГИЯ

УДК 504.054:574.3:630*176.321.3

А. М. Бердов

БИОИНДИКАЦИОННАЯ ОЦЕНКА СОСТОЯНИЯ ПРИГОРОДНЫХ НАСАЖДЕНИЙ Г. ЛЮДИНОВО ПО ВАРИАЦИИ ФЛУКТУИРУЮЩЕЙ АСИММЕТРИИ ЛИСТЬЕВ БЕРЁЗЫ ПОВИСЛОЙ

В статье рассмотрены итоги биоиндикационной оценки пригородных насаждений г. Людиново. Предложен вариант зонирования территории по величине флуктуирующей асимметрии.

В последнее время большое внимание уделяется поиску информативных, интегральных, недорогих и быстрых способов индикации состояния окружающей среды. Особый интерес вызывают методы морфоструктурной биоиндикации, а в частности приёмы, позволяющие использовать флуктуирующую асимметрию (ФА) билатеральных признаков биологических объектов.

Сложная физиологическая система буферных гомеостатических механизмов регулирует развитие организмов, поддерживая оптимальное протекание процессов развития. Под воздействием неблагоприятных условий эти механизмы могут быть нарушены, что приводит к изменению развития. Морфогенетический подход позволяет оценить стабильность развития по величине показателей флуктуирующей асимметрии как незначительных отклонений от совершенной билатеральной симметрии. Уровень таких отклонений от нормы оказывается минимальным лишь при оптимальных условиях и неспецифично возрастает при стрессовых воздействиях.

Данный подход позволяет использовать для исследований организмы различной таксономической принадлежности [3]. На основе анализа стабильности развития организована региональная система биологического мониторинга в Калужской области РФ [11]. Для диагностики состояния урбанизированных экосистем чаще используют изучение вариации ФА листьев древесных растений.

Учет всех причин негативного воздействия весьма сложен. Чаще всего рассматриваются антропогенные причины различной этиологии [1, 2, 4, 10].

Нами изучалась ФА листьев берёзы повислой (Betula pendula Roth.). Исследования проводились в насаждениях зелёной зоны г. Людиново Калужской области. На пригородные леса г. Людиново действует совокупность неблагоприятных факторов антропогенного происхождения. Наиболее сильными являются воздействия аэрополлютантов от промышленного производства и транспорта [7, 13].

Исследования были проведены по методике В. М. Захарова [3] на территории Людиновского лесничества. Учётные пункты (УП) располагались на разном удалении от источников промышленных выбросов и черты города с учётом ветрового режима малого вегетационного периода. Во избежание влияния абиотических факторов на величину ФА

УП заложены в однородных типах лесорастительных условий (C_2…C_3), в группе сложных типов леса. Насаждения на УП имели следующие средние таксационные характеристики: возраст – 49…80 лет, полнота – 0,5…0,9 и класс бонитета – 1…1[a]. По состоянию деревьев определялась средневзвешенная категория состояния насаждений (СКС), которая варьировала в диапазоне 1…2,5.

На каждом УП отбирали не менее 100 листьев (по 10 шт. с 10 деревьев). У каждой листовой пластинки выполнялись измерения с левой и правой стороны листа: ширины половинок, длины жилки второго порядка – второй от основания, расстояния между основаниями первой и второй жилками второго порядка, между концами этих же жилок, угла между главной жилкой и второй от основания жилкой второго порядка.

Для каждого признака вычисляли относительные величины асимметрии, затем считали средний показатель асимметрии M_x и ошибку среднего m_{Mx} для каждого листа. Оценка ФА популяции берёзы выражалась средней арифметической по всем моделям на учётном пункте (табл. 1).

Табл. 1. Сводная ведомость по обработке данных с УП

Номер учётного пункта	Средневзвешенная категория состояния	Количество наблюдений	$M_x \pm m_{Mx}$	Вариация признака C_x, %	Точность опыта P_x, %	Величина признака	
						min	max
1	2	3	4	5	6	7	8
1	1,4	118	0,0484 ± 0,0022	49,18	4,53	0,01	0,1071
2	1,2	110	0,0436 ± 0,0016	38,85	3,7	0,0139	0,0834
3	1	106	0,0368 ± 0,0015	42,18	4,1	0,0131	0,0714
4	1,4	112	0,0449 ± 0,0017	40,61	3,84	0,0143	0,0849
5	1,35	102	0,0402 ± 0,0016	39,64	3,92	0,0125	0,0869
6	1,2	122	0,0426 ± 0,002	50,67	4,59	0,0108	0,103
7	1,4	110	0,042 ± 0,0017	41,61	3,97	0,0117	0,0831
8	1,55	124	0,0434 ± 0,0018	47,01	4,22	0,0139	0,0991
9	1,05	112	0,0469 ± 0,0022	48,97	4,63	0,0132	0,1029
10	1,1	132	0,04 ± 0,0016	47,12	4,1	0,0145	0,089
11	1,6	118	0,0381 ± 0,0015	44,12	4,06	0,0072	0,0836
12	1,25	124	0,0429 ± 0,0019	48,75	4,38	0,0093	0,0901
13	2	114	0,0476 ± 0,0022	49,69	4,65	0,0078	0,1045
14	1,3	120	0,0429 ± 0,0019	49,31	4,5	0,0144	0,1023
15	1,6	124	0,0478 ± 0,0025	57,75	5,19	0,0064	0,1212
16	2,5	106	0,0497 ± 0,0023	47,28	4,59	0,0159	0,1171
17	1,1	122	0,0417 ± 0,0018	47,12	4,27	0,0167	0,0974
18	1,3	126	0,0445 ± 0,0021	53,05	4,73	0,0115	0,11
19	1,9	128	0,046 ± 0,0022	53,88	4,76	0,0071	0,1275
20	1,2	114	0,0415 ± 0,002	50,6	4,74	0,0087	0,0909
21	1,35	108	0,0452 ± 0,0022	50,07	4,82	0,0124	0,1017

Окончание табл. 1

1	2	3	4	5	6	7	8
22	2,1	104	0,0469 ± 0,0028	60,67	5,95	0,0088	0,1256
23	2	102	0,0467 ± 0,002	43,14	4,27	0,0128	0,0952
24	1,05	108	0,0415 ± 0,0019	48,8	4,7	0,0116	0,0882
25	1,25	108	0,0448 ± 0,0025	57,72	5,55	0,0088	0,1196
26	1,25	112	0,0467 ± 0,0023	51,25	4,84	0,0039	0,1084
27	1	118	0,0389 ± 0,0016	43,56	4,01	0,0116	0,0864
28	1,25	112	0,041 ± 0,0015	39,85	3,77	0,0175	0,0909
29	1,1	102	0,0409 ± 0,0017	42,83	4,24	0,0108	0,0851
30	1,05	116	0,04 ± 0,0016	42,94	3,99	0,0089	0,0813
31	1,15	112	0,0448 ± 0,002	48,2	4,55	0,0112	0,1156
32	1,7	114	0,0486 ± 0,0024	53,54	5,01	0,009	0,1265
33	1,4	108	0,0474 ± 0,0022	48,26	4,64	0,0115	0,1055
34	2,4	112	0,0493 ± 0,0025	54,08	5,11	0,009	0,1154
35	1,2	108	0,0424 ± 0,0021	52,01	5	0,0114	0,1025
36	1,5	116	0,0443 ± 0,002	48,22	4,48	0,008	0,1061
37	1,2	118	0,0417 ± 0,0022	56,49	5,2	0,0122	0,1094
38	2,1	104	0,0488 ± 0,002	41,31	4,05	0,0156	0,0948
39	1,35	104	0,0426 ± 0,0021	49,16	4,82	0,0107	0,1066
40	1,05	108	0,0417 ± 0,002	49,37	4,75	0,0125	0,095
41	1,9	128	0,0469 ± 0,0021	50,35	4,45	0,0098	0,1076
42	1	118	0,0395 ± 0,0017	46,64	4,29	0,0076	0,0769

Обработка данных выполнялась на компьютере с использованием специализированных программ с точностью измерения линейных параметров листа, зависящей от разрешения сканера (0,123 ± 0,0030) мм [6].

Результаты оценивали по пятибалльной шкале отклонений состояния организма от условной нормы [3].

В результате анализа данных выявлена взаимосвязь величины ФА с СКС насаждения (рис. 1).

Коэффициент корреляции между величиной показателя стабильности развития березы повислой и величиной СКС составляет: r = 0,712 ± 0,1110. В связи с малым объёмом выборки достоверность полученных данных дополнительно проверялась с использованием преобразованного коэффициента корреляции. Достоверность величины преобразованного коэффициента корреляции $t_z = 5,56$ ($t_{st99,9\,\%} = 3,55$) позволяет подтвердить ранее сделанный вывод о наличии связи между изучаемыми признаками.

Из уравнения табл. 1 следует, что с увеличением средней величины ФА по выборке коэффициент вариации возрастает, что, по всей видимости, связано с различной толерантностью к негативным воздействиям разных форм вида по типу коры. Так, у берёзы повислой принято выделять шесть форм, каждая из которых имеет свои пределы выносливости к действию различных экологиче-

ских факторов [9].

Чувствительность растений к загрязнению атмосферы количественно и качественно отличается от чувствительности человека (они являются более чувствительными). ВНИИЛМом, с учётом чувствительности растений, разработана система экологических нормативов (ПДК – лес), позволяющая контролировать уровень допустимого воздействия на разные структурные элементы лесных экосистем, а также на экосистему в целом [5].

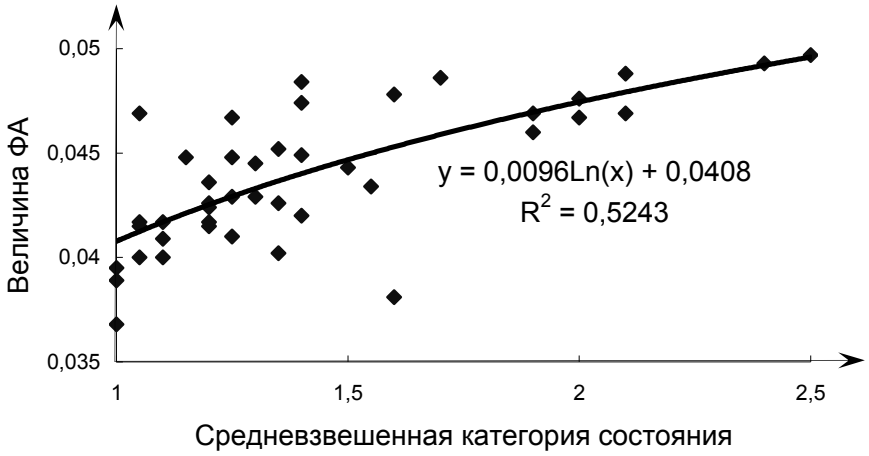

Рис. 1. Взаимосвязь величины ФА берёзы с СКС

Концентрация основных загрязнителей в районе исследования составляет: по NO_2 – 0,05…0,6 максимально разовой ПДК; по SO_2 – 0,04…0,3 максимально разовой ПДК; по взвешенным веществам – 0,03…0,3 максимально разовой ПДК [7]. Максимальное превышение среднесуточных значений показателя ПДК – лес (для хвойных пород) в районе работ составляет: по SO_2 – 5 раз; по NO_2 – 2,5 раза.

Анализируя имеющиеся данные, можно сказать, что при постоянном воздействии приведенных выше концентраций основных загрязняющих веществ в зоне максимального осаждения аэрополлютантов (5…20 высот труб) [12] насаждения испытывают значительное угнетение от воздействия промышленных выбросов. В эту зону целиком или частично входят насаждения следующих кварталов: 95…103, 107..109, 115 [7, 8].

С применением ГИС–технологий в программной среде Surfer 8 было проведено зонирование территории обследования по величине ФА с использованием предложенной в методике [3] шкалы. Зонирование производилось при помощи метода кригинга. По ФА выделено три зоны (рис. 2).

Зона максимального осаждения аэрополлютантов от основных загрязнителей в большей степени соответствует зоне умеренного уровня негативного изменения экологической среды, которая была выделена при зонировании территории по ФА. Зона умеренного негативного изменения экологической среды, расположенная в кв. 16, по всей видимости связана с негативным действием передвижных источников выбросов и обусловлена близостью автодороги областного значения 1Р68 Брянск – Киров с интенсивным движением. Расположение подобной зоны в кв. 110 и частично в кв. 121, 122 скорее всего связано с особенностями рельефа и движения приземных воздушных масс.

Различие между зонами, выделенными по величине ФА, достоверно на 99,9 % уровню значимости. Значения

параметров t по выделенным зонам составляют: I и II $t_ф = 5,38$ ($t_{st99,9\ \%} = 3,85$); II и III $t_ф = 11,31$ ($t_{st99,9\ \%} = 3,58$), что позволяет говорить о правомочности выделения зон.

Чётко коррелированной связи ФА с расстоянием до источников выбросов не выявлено, что, видимо, связано с действием дополнительных неучтенных факторов: рекреационной нагрузкой, воздействием передвижных источников выбросов, аддитивным и синергичным действием негативных факторов, особенностями рельефа местности.

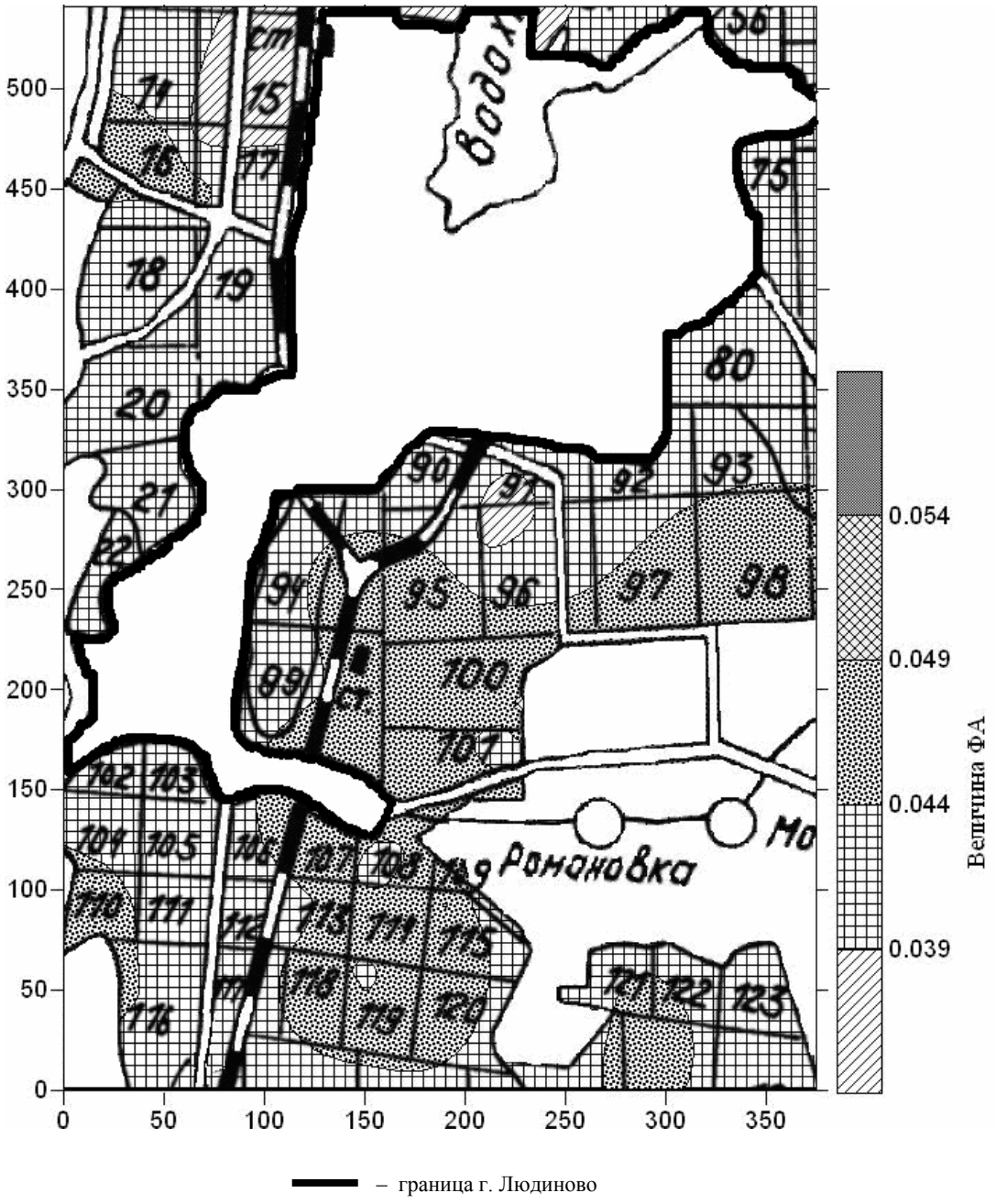

Рис. 2. Зонирование лесов пригородной территории г. Людиново по величине ФА

В среднем по району исследования показатель ФА равен 0,044 ± 0,0003 (t_{Mx} = 138,05), что соответствует второму баллу шкалы [3]. Это означает, что в целом обследованные пригородные насаждения испытывают слабое влияние неблагоприятных факторов. Другие статистики для большой выборочной совокупности соответственно равны: C_x = 50,1 ± 0,58 %; t_C = 86,91; P_x = 0,7 2%.

Общее распределение величины флуктуирующей асимметрии как явления, характерного для района исследования (4784 наблюдения на УП 1…42 (рис. 3)), лучше всего описывается уравнением кривой Гамма. Различия теоретических и наблюдаемых частот по критерию Колмогорова-Смирнова недостоверны (значение p = 0,1188).

Функция распределения вероятностей для кривой Гамма выражается формулой

$$f(x) = \frac{1}{\beta^{\alpha} \Gamma\alpha} x^{\alpha-1} \exp\left\{-\left(\frac{x}{\beta}\right)\right\} \quad x > 0. \quad (2)$$

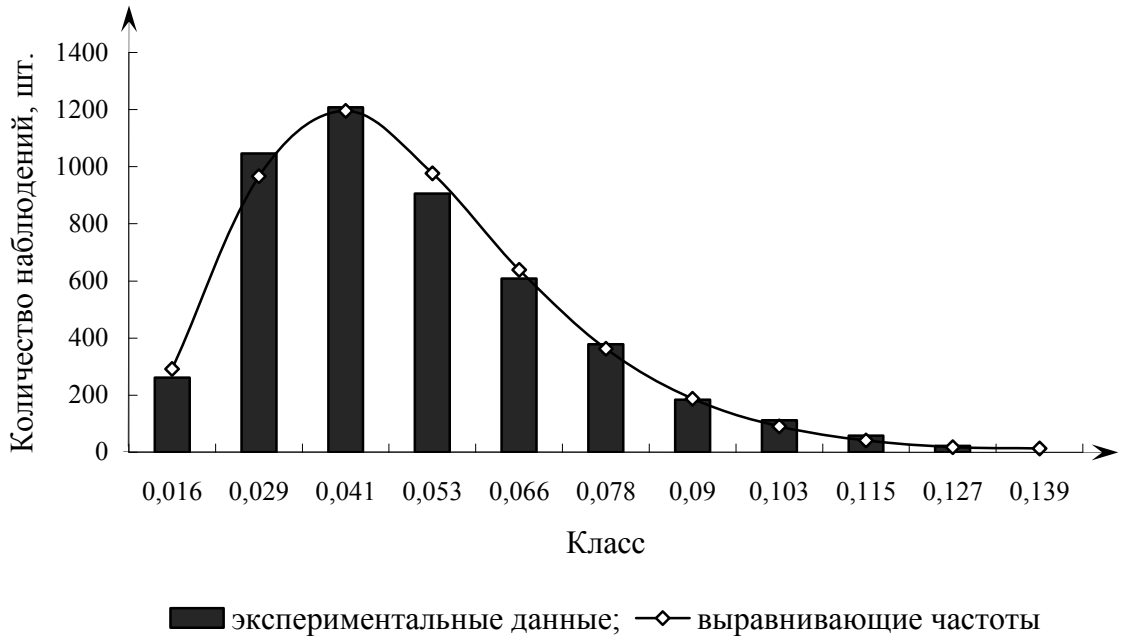

Рис. 3. Вариационный ряд величины ФА (УП 1…42)

Кривая характеризуется положительной достоверной асимметрией (A_s = 0,874 ± 0,0354; t_{As} = 24,67) и эксцессом (E = 0,586±0,0708; t_E = 8,27).

В результате проделанной нами работы установлена достоверная прямая корреляция флуктуирующей асимметрии со средневзвешенной категорией санитарного состояния насаждения. На основании данных по флуктуирующей асимметрии произведено зонирование территории пригородных насаждений г. Людиново по степени негативного воздействия. Выявлено ухудшение состояния обследуемых насаждений по градиенту усиления негативного воздействия городских промышленных и транспортных эмиссий в атмосфере.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Ветчинникова, Т. Ю.** Морфометрия листовой пластинки как показатель загрязнения окружающей среды / Т. Ю. Ветчинникова // Проблемы лесоведения и лесоводства : сб. науч. тр. ИЛ НАН Беларуси. – Гомель : ИЛ НАН Беларуси, 2005. – Вып. 63. – С. 194–196.

2. **Глазун, И. Н.** Стабильность развития семенного потомства берёзы повислой в зоне отчуждения ЧАЭС на территории Брянской области / И. Н. Глазун, С. И. Марченко, И. А. Шепель // Проблемы лесоведения и лесоводства : сб. науч. тр. ИЛ НАН Беларуси. – Гомель : ИЛ НАН Беларуси, 2007. – Вып. 67. – С. 582–585.

3. **Захаров, В. М.** Здоровье среды: методика оценки / В. М. Захаров, А. С. Баранов, В. И. Борисов. – М. : Центр экологической политики России, 2000. – 68 с.

4. **Кряжева, Н. Г.** Анализ стабильности развития березы повислой в условиях химического загрязнения / Н. Г. Кряжева, Е. К. Чистякова, В. М. Захаров // Экология. – 1996. – № 6. – С. 441–444.

5. **Мартынюк, А. А.** Воздействие выбросов промышленных предприятий на леса и его экологическое нормирование / А. А. Мартынюк, В. Щепаченко. – М., 1996. – 42 с.

6. **Марченко, С. И.** Эстетика и оптимизация природопользования : метод. указания по НИИРС для студентов лесохозяйственных специальностей очного и заочного обучения / С. И. Марченко. – Брянск, 2005. – 15 с.

7. Проект нормативов предельно допустимых выбросов (Сводный том ПДВ) г. Людиново / Под ред. В. Н. Герасимова. – Людиново : Филиал ЦЛАТИ по Калужской области, 2007. – 87 с.

8. Проект организации и ведения лесного хозяйства Людиновского лесхоза Калужской области / Западное лесоустроительное предприятие. – Брянск, 2004.

9. **Сидоров, В. А.** Формовое разнообразие берёзовых насаждений Брянской области и поражённость их бактериальной водянкой / В. А. Сидоров // Проблемы лесоведения и лесоводства : сб. науч. тр. ИЛ НАН Беларуси. – Гомель : ИЛ НАН Беларуси, 2007. – Вып. 67. – С. 608–609.

10. **Солдатова, В. Ю.** Флуктуирующая асимметрия берёзы плосколистной (Betula platypholia Sukacz.) как критерий качества городской среды и территорий, подверженных антропогенному воздействию [Электронный ресурс] : на примере Якутии : дис. … канд. биол. наук / В. Ю. Солдатова – Якутск : РГБ, 2007 (Из фондов Российской Государственной Библиотеки).

11. **Стрельцов, А. Б.** Региональная система биологического мониторинга на основе анализа стабильности развития / А. Б. Стрельцов, В. М. Захаров // Использование и охрана природных ресурсов в России. – 2003. – № 4–5.

12. Загрязнение воздуха и жизнь растений / Под ред. М. Трешоу. – Л. : Гидрометиздат, 1988. – 536 с.

13. Доклад об использовании природных (минерально-сырьевых, водных, лесных) ресурсов и состоянии окружающей природной среды на территории Калужской области в 2005 г. / Под ред. О. О. Разумовского. – Калуга, 2006. – 296 с.

Брянская государственная инженерно-технологическая академия
Материал поступил 21.12.2008

A. M. Berdov
Bioindicative rating of green zone plantation of ludinovo town using fluctuating asymmetry of weeping birch

The results of bioindicative rating of suburb plantations of Ludinovo town are considered in the paper. The version of territory zoning using the fluctuating asymmetry value is given.

УДК 620.9.008

С. Н. Березовский, канд. техн. наук, доц., Н. И. Березовский, д-р техн. наук, проф.

КОМПЛЕКСНОЕ ОСВОЕНИЕ, ИСПОЛЬЗОВАНИЕ СЫРЬЯ И ВСКРЫШНЫХ ПОРОД ДЛЯ ПРОИЗВОДСТВА СТРОИТЕЛЬНЫХ МАТЕРИАЛОВ

В статье рассматриваются рациональные подходы по извлечению и переработке нерудных строительных материалов, обеспечивающих энергосбережение. К рациональным подходам можно отнести: полное и комплексное извлечение из месторождения всех полезных компонентов, экономное и безотходное использование сырья, удаление влаги и технологическое применение отходов производства, использование замкнутых циклов производства, где эффективность добычи, переработки, транспортирования и реализации товарной продукции гравийно-песчаной смеси (ГПС) может значительно увеличиться.

В современных условиях увеличивается интерес к комплексному освоению и использованию природных ресурсов и техногенных образований. Положительным примером служат карьеры «Ольшанка» (Республика Беларусь), «Карьер 2000» (Россия), где добывается строительный песок, а суглинок применяется в качестве сырья на кирпичных заводах [1, 2]. Постановка и решение задач комплексного использования местного сырья особенно актуальны при разработке и внедрении ресурсо- и энергосберегающих технологий добычи и переработки сырья гравийно-песчаных месторождений [3, 4].

Комплексное использование подразумевает не только использование всех компонентов сырья (полноту использования), но и реализацию всех вариантов (возможностей) использования. Зачастую вариантность использования местного сырья невысокая из-за низкого его качества и небольших запасов.

Комплексность использования сырья можно охарактеризовать коэффициентом использования [5, 6]

$$K_{исп} = N_P / N_T ,$$

где N_P – число реализуемых вариантов использования сырья; N_T – число теоретически возможных вариантов использования.

Анализ состояния комплексного использования местного сырья в производстве строительных материалов показал относительно низкий уровень его применения.

Разработка и применение ресурсо- и энергосберегающих технологических процессов при добыче и переработке гравийно-песчаных пород возможны на базе анализа комплексного использования сырья, а именно:

– наиболее полного, экономически оправданного и многовариантного использования всех компонентов сырья;

– вовлечения в производство местных сырьевых ресурсов для полной или частичной замены привозного сырья;

– расширения интервала пригодности сырья, например, изменением стандарта;

– использования многоуровневых технологических процессов для повышения безотходности;

– снижения энергозатрат на производство (температура обжига, длительность технологического процесса);

– использования добавок для расширения интервала функциональных свойств;

– оптимизации свойств и расширения номенклатуры выпускаемой продукции.

Большое количество отходов и потерь на горно-перерабатывающих предприятиях предопределяет необходимость решения проблемы рационального использования минеральных ресурсов.

Нами показана возможность расширения интервала пригодности сырья и его использования для получения промышленных продуктов.

Общая блок-схема комплексного использования сырья и его реализации представлена на рис. 1 и 2. В соответствии с ними породы разделяются на две группы: товарная продукция и отходы разных производств.

В зависимости от химического и минералогического составов отходов они могут использоваться в качестве ценных добавок при производстве продукции. Прочные породы в основном используются для производства щебня.

Например, по своему химическому составу вскрышные породы месторождения песков «Ольшанка» Минской области [7] используются для производства аглопорита с добавками местного топлива, которое может создавать необходимую теплоту (до 4200 ккал/кг) сгорания в зоне агломерационной машины на основе торфа, лома топливных брикетов, древесных опилок и лигнина, являющихся отходами в топливной, деревообрабатывающей и гидролизной промышленности.

Предлагаемые схемы (см. рис. 1 и 2) позволят значительно уменьшить ресурсо- и энергозатраты при добыче и переработке сырья гравийно-песчаных месторождений.

Отходами при добыче являются крупные валуны, которые могут использоваться для производства щебня, а вскрышные породы (супесь, суглинки) – для получения аглопорита. Товарной продукцией является щебень с различным фракционным составом от 5 до 70 мм.

Основным параметром оптимизации получаемой готовой продукции является прочность аглопорита, а также эффективность дробления и температурные параметры агломерации, которые оказывают влияние на цену при реализации продукции.

Утилизация горных пород, образующихся при разработке гравийно-песчаной смеси (ГПС) и переработке полезных ископаемых, является важной экономической и экологической задачей. При этом должны учитываться ограничения, связанные со свойствами нерудно-строительных материалов (НСМ). Аглопоритовые щебень и песок – искусственные пористые материалы, полученные дроблением спеков, образующихся в результате термической обработки гранулированных шихт из алюмосиликатных и силикатных материалов природного происхождения или отходов промышленности методом агломерации. Применяют их в качестве заполнителя при изготовлении конструкционно-теплоизоляционных и конструкционных легких бетонов, а также в качестве утепляющих засыпок.

Структурно-механические свойства сырьевых материалов предопределяют соответствующие методы их подготовки к термической обработке. Основная технологическая операция при производстве аглопорита – это спекание шихты на решетке агломерационной машины непрерывного действия, где теплота сгорания топлива должна быть выше 4000 ккал/кг. Спеканию подвергаются малопластичные глинистые породы, которые при обжиге не вспучиваются. Некоторые вскрышные породы горных предприятий Республики Беларусь, где добывают ГПС, отвечают этим требованиям. За счет горения угля, который вводится в шихту, развивается температура до 1300 К. Это приводит к спеканию шихты в виде пористой остеклованной массы. Следует отметить, что протекающие процессы тепломассопереноса не заканчиваются в зонах сушки и нагрева, а накладываются друг на друга и в большей части по всей длине ленты развиваются параллельно [8].

Для выбора метода подготовки шихты основные исходные сырьевые материалы условно разделяют на следующие три группы: сухие плотные или зернистые материалы – природные глинистые и углесодержащие сланцы от добычи и обогащения угля и топливные кусковые шлаки; рыхлые природные глинистые породы и отходы промышленности – глины, суглинки, супеси, лессы, а также глинистые углесодержащие отходы добычи и обогащения угля; сухие пылевидные или зернистые материалы – золы от сжигания углей и газогенераторные золы.

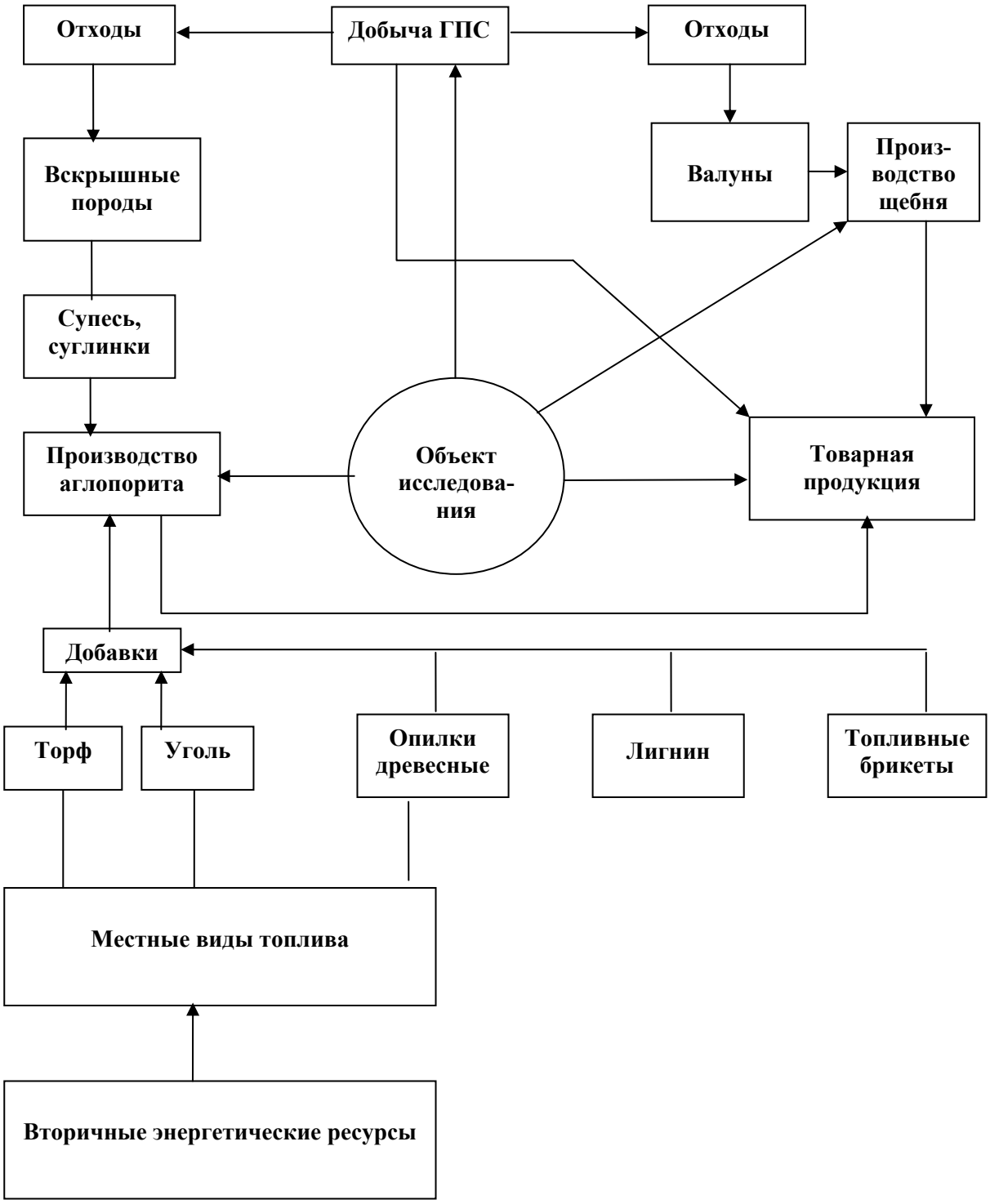

Рис. 1. Комплексная малоотходная ресурсосберегающая технология добычи и переработки НСМ на основе вовлечения в разработку крупных каменных включений

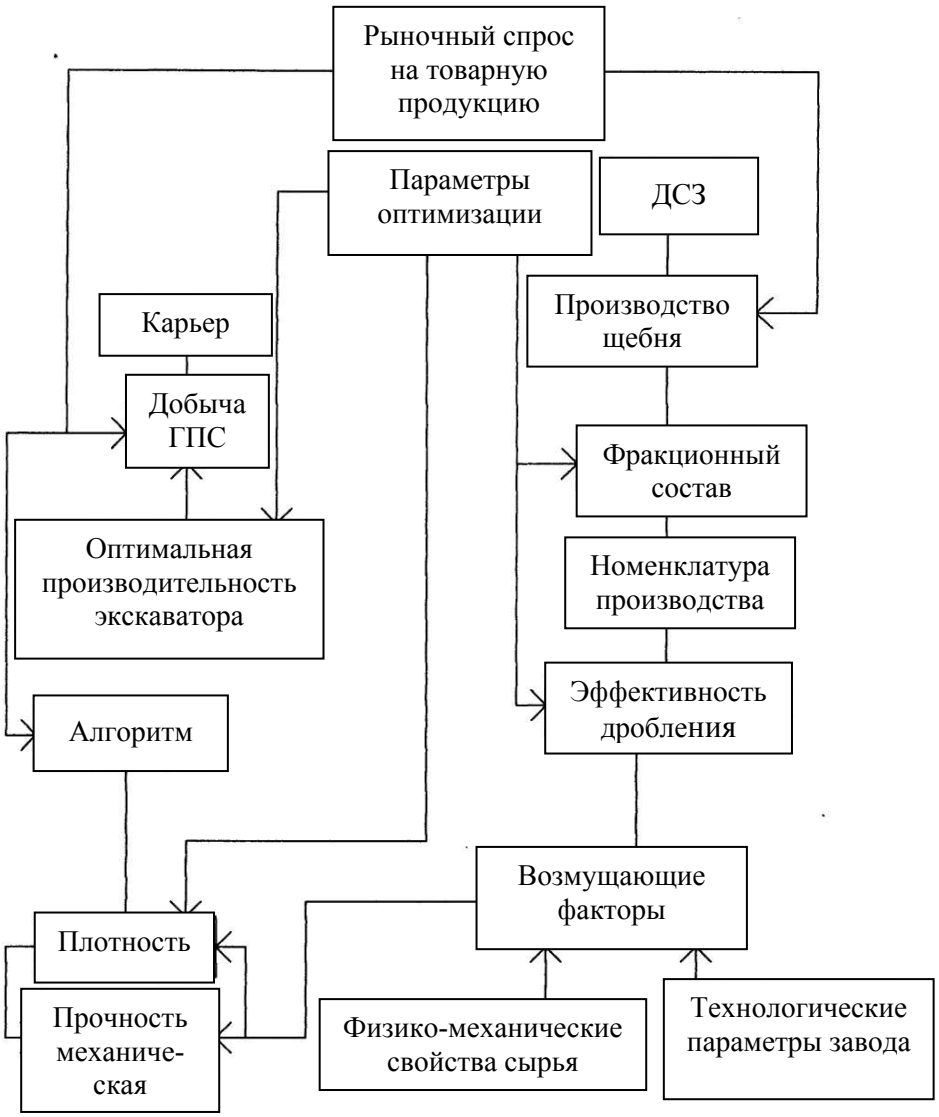

Рис. 2. Структурная схема определения основных показателей горных предприятий с учетом рыночного спроса на товарную продукцию

Природные глинистые породы применяют преимущественно в производстве аглопорита, хотя с экономической точки зрения для этой цели целесообразно использовать отходы промышленности. Добавки выбирают с учетом наличия местных сырьевых ресурсов и характеристик основных компонентов шихты. При избыточном количестве топлива в топливосодержащем сырье в шихту вводят возврат, а также горелую или глинистую породу, а при недостатке топлива – уголь или углесодержащую добавку. Введение в шихту древесных опилок (до 10 %) и лигнина (до 25 % по объему) увеличивает пористость и ускоряет процессы горения топлива и спекания. Добавка сухой золы тепловых электростанций (ТЭС) снижает влажность обводненных глин и расход топлива за счет содержащихся в ней прокаленных минералов и несгоревшего углерода. Добавки вводят для улучшения гранулирования и повышения прочности гранул при их транспортировании и обжиге. Содержание топлива в шихте при использовании

глинистых пород обычно составляет 6–8, золы ТЭС – 10–12 % по массе. Предельный размер гранул (зерен) шихты не должен превышать 10–12 мм, а размер составных ее частей: исходного сырья – 5, угля – 3, твердых добавок – от 5 (плотных) до 10 (пористых) мм.

На заводах строительных материалов выпускаются аглопоритовые песок, гравий и щебень, которые применяются в промышленности как теплоизолирующие материалы и в качестве добавок в разные виды бетонов (легкие и силикатные), а также теплоизоляционных засыпок. Способ изготовления – термическая обработка силикатных материалов методом агломерации. На заводе готовой продукцией являются: песок аглопоритовый фракции 0–5 мм, марка 1000, марка 1100; щебень аглопоритовый фракции 2,5–10 мм, марка 800, марка 900; щебень фракции 10–20 мм, марка 700, марка 800; щебень фракции 20–40 мм, марка 600, марка 700.

Для исследований применялись суглинки месторождения «Ольшанка» Минской области со следующими химико-физическими данными, %: SiO_2 – 77,0–80,8; $Al_2O_3 + TiO_2$ – 9,1–9,6; Fe_2O_3 – 2,4–2,8; $MgO + CaO$ – 1,5–4,4; $Na_2O + K_2O$ – 3,5–3,8; потери при прокаливании ~1,0–3,9.

На основании предварительных опытов были выбраны уровни факторов и интервалы их варьирования (табл. 1). Опилки – 10 %, торфяная крошка – 10 %, лигнин – 14 %, суглинки – 66–83 %. Математическое планирование экспериментов (ММП) проводилось по методике [9], где однородность дисперсии определялась по критерию Кохрена. Расчетные значения критерия (0,25) после проведения опытов оказались меньше теоретического (0,68). После проведения экспериментов дробной реплики (2^{n-1}, где n – количество опытов) все коэффициенты уравнения регрессии определялись с одинаковой погрешностью $/b/ \geq s\,t$, где s – дисперсия коэффициентов; t – значение критерия Стьюдента. Уравнение регрессии проверялось по критерию Фишера на адекватность. Расчетное значение критерия равно: $F_p = 3{,}55$, табличное значение – $F_т = 4{,}07$, что соответствует адекватности модели.

В табл. 1 указаны x_1, x_2, x_3, x_4 – математические значения факторов; X_1, X_2, X_3, X_4 – физические значения факторов (соответствуют С, Т, Л, О).

Введение в шихту прессованной торфяной крошки (Т = 10 % – max), суглинки (С = 66–83 %) показало, что прочность полученного щебня и его плотность соответствуют техническим условиям. Результаты серии опытов по определению прочности аглопоритового щебня приведены в табл. 2.

Коэффициенты регрессии: $b_0 = 0{,}33$, $b_1 = 0{,}38$, $b_2 = 0{,}19$, $b_3 = 0{,}11$, $b_4 = 0{,}10$.

Для серии опытов по определению прочности щебня уравнение регрессии будет выглядеть следующим образом:

$$Кп = 0{,}33 + 0{,}38x_1 + 0{,}19x_2 + \\ + 0{,}11x_3 + 0{,}10x_4.$$

Одним из важных направлений решения комплексной проблемы повышения эффективности и качества разработки месторождений ГПС должно стать широкое ресурсо- и энергосбережение. При этом будет затрачено меньше средств на добычу, переработку и транспортирование одной тонны сырья. Эту программу можно осуществить путем реализации комплекса организационно-экономических, технологических и технических направлений, обеспечивающих наибольшую экономию ресурсов и их эффективное использование в горной промышленности.

В качестве интенсифицирующих технологий можно предложить использовать ультразвуковые колебания частотой 20–40 кГц для увеличения прохождения частиц через отверстия сит при влажности ГПС более 6 %. Тогда эффективность грохочения увеличится [10].

Вскрышные породы по своим свойствам используются для производства строительных материалов, где в качестве добавок, как показали исследования, могут применяться местные виды топлива и отходы промышленности (торф, топливные брикеты, древесные опилки, лигнин и др.). ГПС можно перерабатывать по двум вариантам:

– сырье доставляется автотранспортом на дробильно-сортировочный завод (ДСЗ);

– переработка осуществляется в карьере в одну или две стадии с обезвоживанием.

Отходы (0–5 мм) поступают в карьер на рекультивацию или на рынок, что позволит уменьшить ресурсо- и энергозатраты производства. Количество технологических операций определяется физико-механическими свойствами ГПС, а также спросом на товарную продукцию.

Табл. 1. Уровни факторов и интервалы их варьирования

Фактор	Суглинки *С*		Топливные брикеты *Т*		Лигнин *Л*		Опилки *О*	
	X_1, %	x_1	X_2, %	x_2	X_3, %	x_3	X_4, %	x_4
1 Основной уровень X = 0	74,5	0	7,5	0	10,5	0	7,5	0
2 Интервал варьирования	8,5		2,5		3,5		2,5	
3 Верхний уровень X = +1	83	+1	10	+1	14	+1	10	+1
4 Нижний уровень X = –1	66	-1	5	-1	7	-1	5	-1

Табл. 2. Результаты серии опытов по определению прочности аглопоритового щебня

Серия опыта	Уровень фактора				Параметр оптимизации (опыты), МПа			Расчетный параметр оптимизации, МПа
	X_1	X_2	X_3	X_4	$П_1$	$П_2$	$П_3$	Пр
1	–	–	–	+	0,64	0,63	0,68	0,6
2	+	+	–	+	0,97	0,99	0,98	1,08
3	–	+	–	–	0,85	0,84	0,84	0,85
4	+	–	–	–	0,96	0,95	0,97	0,99
5	–	–	+	–	0,88	0,89	0,82	0,85
6	+	–	+	+	0,81	0,77	0,83	0,81
7	–	+	+	+	0,76	0,78	0,73	0,77
8	+	+	+	–	0,99	0,96	0,97	1,03

Заключение

Рассмотрены рациональные подходы по извлечению и переработке нерудных строительных материалов. К рациональным подходам, обеспечивающим энергосбережение, можно отнести:

– полное и комплексное извлечение из месторождения всех полезных компонентов;

– экономное и безотходное использование сырья;

– удаление влаги и технологическое использование отходов производства;

– использование замкнутых циклов производства, где эффективность добычи, переработки, транспортирования и реализации товарной продукции гравийно-песчаной смеси может значительно увеличиться.

Эколого-экономическая оценка рационального эффективного использования природных ресурсов позволила сравнить ценность различных природных ресурсов и на основании этого установить последовательность их вовлечения в хозяйственный оборот. Она позволяет рассчитать природно-ресурсный потенциал регионов любого ранга республики, что важно для сопоставления ресурсообеспеченности и прогнозирования их экономического развития.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Полезные ископаемые Беларуси / П. З. Хомич [и др.]. – Минск : Адукацыя і выхаванне, 2002. – 528 с.

2. **Чаплыгин, Н. Н.** Фундаментальные проблемы горных технологий. Какое оборудование нужно нерудной промышленности строительных материалов / Н. Н. Чаплыгин, Д. В. Жулковский // Строительные материалы. – 2005. – № 10. – С. 56–59.

3. **Вавилов, А. В.** Развитие механизации горнодобывающей отрасли как составной части строительного комплекса Беларуси / А. В. Вавилов // Бюл. Белорус. горной акад. – 2001. – № 1. – С. 48–50.

4. **Луканин, В. Н.** Проблемы современности. Республика Беларусь / В. Н. Луканин, А. В. Загорская. – Минск : Выш. шк., 2000. – 142 с.

5. **Михайлов, В. И**. Перспективы применения плавучих грейферных установок на обводненных песчано-гравийных месторождениях / В. И. Михайлов, В. М. Мельникова // Строительные материалы. – 1985. – № 1. – С. 5–12.

6. Технология открытой разработки месторождений полезных ископаемых: учебник для вузов / М. Г. Новожилов [и др.]. – М. : Недра, 1971. – 512 с.

7. Новое оборудование для получения высококачественных нерудных строительных материалов / В. А. Артамонов [и др.] // Технология, оборудование и сырьевая база горных предприятий промышленности строительных материалов : сб. докл. – Минск, 2002. – С. 189–193.

8. Исследовать и разработать технологические параметры производства аглопорита : отчет О НИР (промежут.). – Минск : МНИИСМ, 1992. – 36 с. – № 92-067.

9. **Богатов, Б. А**. Математические методы и модели в горном деле / Б. А. Богатов. – Минск : Технопринт, 2003. – 115 с.

10. **Березовский, Н. И**. Разработка энергоэффективных технологий / Н. И. Березовский. – Минск : БИП-С Плюс, 2006. – 219 с.

Белорусско-Российский университет
Республиканский институт инновационных технологий
Материал поступил 02.02.2009

S. N. Berezovsky, N. I. Berezovsky
Complex development, use of raw materials and overburden for manufacture of building materials

Rational approaches on extraction and processing of the nonmetallic building materials providing energy efficiency are considered in article. To rational approaches one can rate full and complex extraction of all useful components from a deposit, economical and waste-free use of raw materials, moisture removal and technological use of production wastes, use of closed-circuit production cycles where efficiency of extraction, processing, transportation and realization of a commodity output of a sandy gravel mix can considerably increase.

УДК 331.46:621.869:656.13

С. Д. Галюжин, канд. техн. наук, доц., В. М. Пускова, М. И. Руцкий

БЕЗОПАСНОСТЬ ЭКСПЛУАТАЦИИ СТРОИТЕЛЬНО-ДОРОЖНЫХ И ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН

Изложены результаты анализа семи тяжелых несчастных случаев, произошедших на предприятиях Могилевской области, четыре из которых имели смертельный исход. Из рассмотренных несчастных случаев два произошли при эксплуатации погрузчиков, четыре – автомобилей и один – бульдозера.

Ряд несчастных случаев, произошедших в организациях Могилевской области, показывает, что зачастую они происходят по причине отказа (поломок) строительно-дорожных и транспортных машин или же из-за невыполнения требований их безопасной эксплуатации обслуживающим персоналом. Приведем некоторые из них.

1. При выполнении погрузочных работ погрузчиком фронтальным одноковшовым ТО-18 Б произошел отрыв рукава резинового высокого давления от наконечника присоединения к штуцеру гидроцилиндра управления ковшом и разрушение этим рукавом переднего стекла кабины погрузчика (рис. 1, поз. А).

Рис. 1. Вид погрузчика после происшествия

При этом тракторист-машинист, управляющий погрузчиком, получил тяжелую травму глаз. Погрузчик принадлежит открытому акционерному обществу «Говяды-агро» Шкловского района Могилевской области.

Подвод рабочей жидкости к ковшовому гидроцилиндру осуществлен двумя гибкими рукавами высокого давления РВД 20-23-2250-УО1 с неразъемными наконечниками. Один из рукавов 1 от наконечника 2 присоединения к штуцеру ковшового гидроцилиндра был оторван во время аварии (рис. 2).

Рукав РВД 20-23-2250-УО1 состоит из наконечника и рукава резинового высокого давления 20х33-32-3-У ТУ 38 605111-90. Наконечник (рис. 3) содержит накидную гайку 3, ниппель 4 и муфту 5. Конец рукава насаживается на ниппель 4 и затем закрепляется методом обжатия по наружной и торцевой со стороны гайки поверхностям муфты 5.

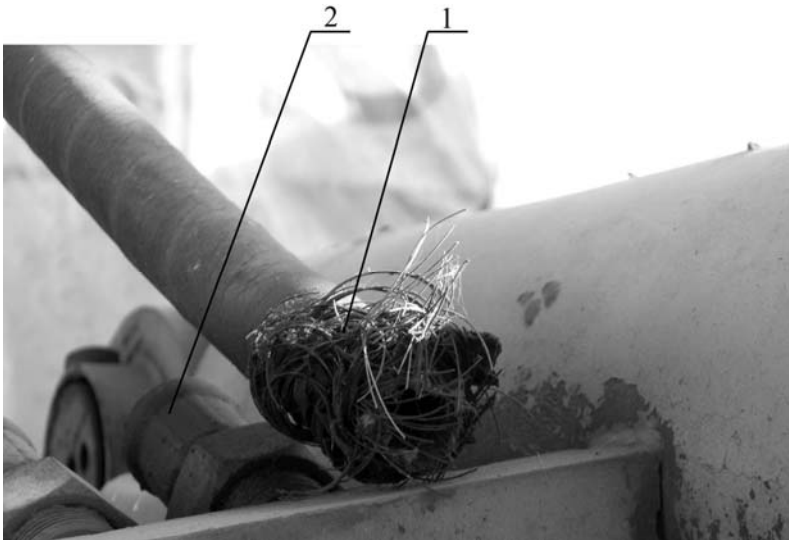

Рис. 2. Вид поврежденного рукава

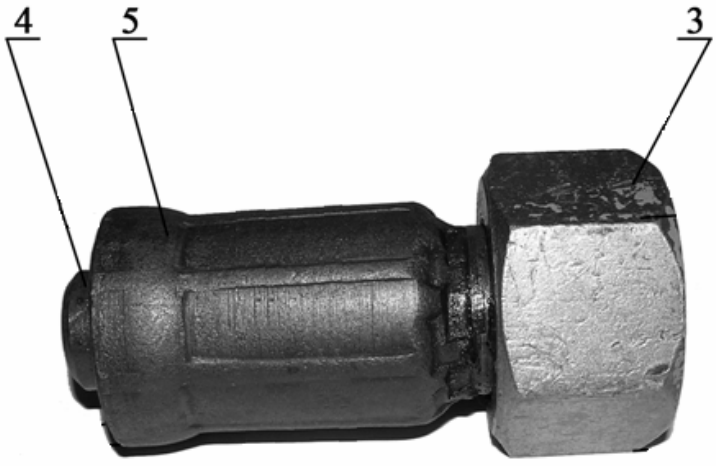

Рис. 3. Вид наконечника рукава

При осмотре муфты поврежденного наконечника выявлено, что ее обжатие производилось в два этапа. Видны следы первичного (неполного) обжатия. Особенностью гидросистемы погрузчика ТО-18Б [1] является то, что она выполнена совмещенной, содержащей контуры погрузочного оборудования и рулевого управления. Кроме этого, для работы погрузочного оборудования в гидросистеме использовано более высокое рабочее максимальное давление жидкости 20 МПа по сравнению с предшествующими моделями (у ТО-18 – 16 МПа, у ТО-18А – 17,5 МПа). Применен предохранительный клапан, состоящий из соединенных между собой переливного и вспомогательного клапанов. Устройство вспомогательного клапана изображено на рис. 4, который содержит полый корпус 1. Внутри корпуса вставлено седло 2, которое связано с заглушкой 3 с помощью хвостовика, при этом исключается их осевое перемещение друг относительно друга. Заглушка 3 в корпусе 1 зафиксирована стопорным кольцом 4. К коническому отверстию седла 2 пружиной 5 прижат клапан настройки 6. Усилие пружины 5 регулируется болтом 7. Внутри седла 2 помещен стержень 8, взаимодействующий с клапаном настройки 6. Полость стержня 8 соединена каналом с линией давления II переливного клапана (на рис. 4 не показано). Полость седла III соединена каналом с полостью III переливного клапана, а клапана настройки I соединена с полостью I переливного клапана.

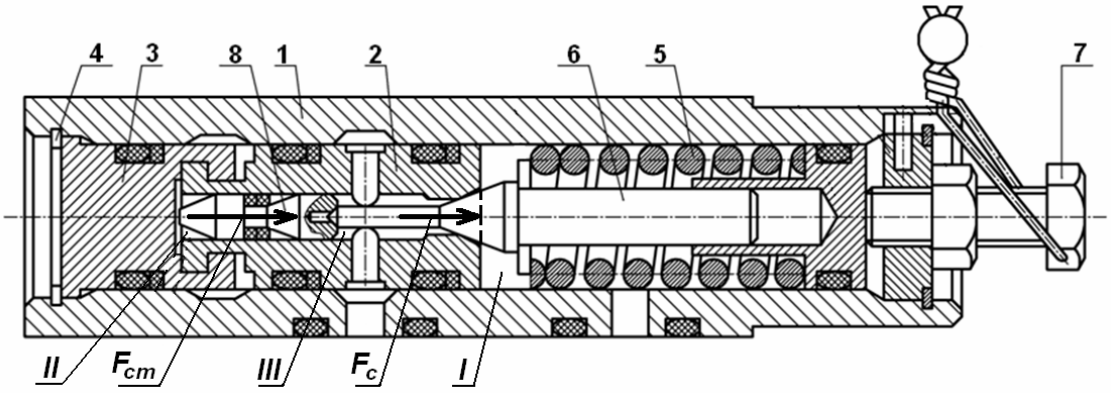

Рис. 4. Вид предохранительного клапана

В результате анализа технического состояния вспомогательного клапана установлено, что из-за разрушения заглушки (рис. 5) предохранительный клапан был не работоспособный.

Это обусловлено тем, что при разрушении проушины заглушки вспомогательного клапана (которая удерживала в корпусе седло от осевого перемещения) седло получило возможность осевого перемещения под воздействием осевой силы, обусловленной давлением в полости II вспомогательного клапана. При этом коническое отверстие в седле всегда будет закрыто, т. к. осевая сила, действующая на седло F_c, значительно больше осевой силы, действующей на стержень $F_{cm.}$.

На рис. 5, а изображен общий вид заглушки. Проушина заглушки 3, служащая для установки хвостовика седла 2, была разрушена. На рис. 5, а–в стрелками Д показано место разрушения.

При проведении экспертизы установлено, что конструктивное решение взаимосвязи заглушки 3 и седла 2 (см. рис. 4) вспомогательного клапана в виде проушины недоработано, т. к.:

1) в сочленении деталей действует

осевая пульсирующая сила F_c, изменяющаяся от 0 до 3627 Н (при исправном клапане);

2) проушина заглушки имеет стенки разной толщины: наибольшая равна 2 мм, а наименьшая – 1,2 мм (см. рис. 5), что при термообработке приводит к концентрации напряжений в этом сечении и зачастую вызывает микротрещины. Характер разлома в обследуемой заглушке свидетельствует о том, что при ее изготовлении в упомянутом сечении возникла микротрещина, которая в процессе эксплуатации под воздействием пульсирующей силы F_c стала расширяться, что привело к разрушению заглушки.

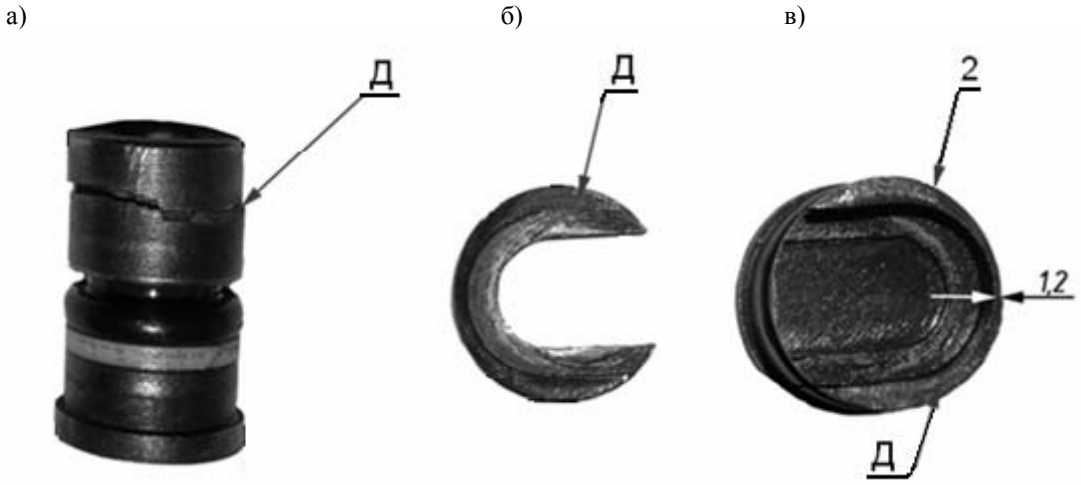

Рис. 5. Вид заглушки

На обследуемом погрузчике в гидросистеме рабочего оборудования установлен насос 3103.112-03 ТУ22-1.020-51–87 [1]. Насос такой модели создает максимальное давление $p_{н.max}$ = 35 МПа. Согласно ТУ22-169-10 – 92 минимальное разрывное давление обследуемого рукава высокого давления должно быть равно 92 МПа, что в 2,6 раза больше максимального давления насоса.

Причинами самопроизвольного отсоединения рукава от наконечника, что повлекло несчастный случай, явились:

– несовершенство конструкции предохранительного клапана, обусловившее его поломку и приведение к превышению выше максимально допустимого (20 МПа) давления в гидросистеме погрузчика;

– некачественное обжатие резинового рукава муфтой наконечника на ниппеле при изготовлении, что привело к срыву наконечника при давлении меньшем в 2,6 раза минимально допустимого разрывного давления для рукава.

2. При производстве работ по уборке склада материальных ценностей открытого акционерного общества ОАО «Осиповичская райсельхозхимия» произошел разрыв указателя давления, установленного на фронтальном погрузчике Д-660, в результате которого тракторист-машинист, работающий на этом погрузчике, получил тяжелую травму левого глаза.

При проведении экспертизы выявлено, что установленный самовольно трактористом-машинистом в пневмосистему погрузчика для проверки указатель давления вместо вышедшего из строя штатного является одним из комплекта тягонапоромеров ТНМП-100-200, хранившихся на складе. Он не предназначен для установки в пневмосистемах мобильных машин в качестве указателей

давления, в том числе и на фронтальном погрузчике Д-660. Верхний предел измерения давления тягонапоромера ТНМП-100-200 был существенно меньшим, чем верхний предел рабочего давления в пневмосистеме погрузчика. Так, допустимое измеряемое давление ТНМП-100-200 составляет $2 \cdot 10^3$ Па, а допустимый верхний предел рабочего давления пневмосистемы погрузчика Д-660 – $7{,}5 \cdot 10^5$ Па, т. е. давление в пневмосистеме погрузчика в 375 раз больше, чем то, которое можно измерить прибором ТНМП-100-200.

Тягонапоромер ТНМП-100-200 не предназначен для измерения таких высоких давлений и его коэффициент перегрузки при избыточном давлении в соответствии с п. 2.1.4.1 ГОСТ 2405-88 составляет 1,25, что значительно меньше 375. Поскольку был значительно превышен коэффициент перегрузки прибора, то произошел разрыв мембранной коробки и фрагментами стекла и других элементов прибора тракторист-машинист получил тяжелую травму глаз.

Причиной несчастного случая явились нарушения трактористом-машинистом требований инструкции по эксплуатации погрузчика, выразившиеся в самовольной установке в пневмосистеме погрузки вместо штатного указателя давления тягонапоромера ТНМП-100-200, не предназначенного для этих целей.

3. При загрузке грузового автомобиля «Рено SM8» на прискладовой площадке секции № 3 склада № 4 учреждения «Знамя» г. Могилева произошел самопроизвольный запуск двигателя и движение автомобиля, в результате которого водитель автомобиля получил травму со смертельным исходом.

При экспертизе установлено, что загрузка кузова автомобиля «Рено SM8» осуществлялась с помощью вилочного электропогрузчика ЭП-205 через двери, расположенные в задней части кузова автомобиля. Автомобиль при погрузке находился на прискладовой площадке. При ее осмотре уклонов, выбоин и других дефектов твердого покрытия не выявлено. Стены склада выполнены из кирпича и на расстоянии около 2 м от двери склада и дальше, примерно через каждые 5 м, имеют выступы (пилястры) наружу на 130…140 мм. На третьем выступе (от двери склада) на высоте 1,4 м от покрытия площадки имелись следы голубой краски, принадлежащей автомобилю, а на высоте 1,55 м – сколы края кирпичной кладки выступа.

По информации очевидцев во время погрузки двигатель автомобиля был заглушён, а водитель находился вне кабины. В процессе погрузки электропогрузчик ЭП-205 погружаемым материалом толкнул автомобиль, в результате чего самопроизвольно завелся двигатель и автомобиль начал движение. Водитель попытался остановить автомобиль, открыл левую дверцу, но был травмирован задним левым колесом. Автомобиль был остановлен водителем электропогрузчика.

При экспертизе выявлено, что автомобиль не был поставлен водителем на стояночный тормоз, находился с включенной передачей и рейка топливного насоса была в положении запуска двигателя.

При осмотре автомобиля выявлены повреждения (царапины, частичное снятие краски) на высоте 1,2…1,4 м от основания на левой двери кабины, а также повреждения ручки (немного отогнута). Эти повреждения возникли при соприкосновении двери автомобиля с выступом стены склада. При анализе технического состояния тормозной системы автомобиля «Рено-SM8» установлено, что автомобиль оборудован рабочей и стояночной тормозными системами, что соответствует ГОСТ 25478-91. Рабочая тормозная система двухконтурная с пневмоприводом. Номинальное давление в системе 1 МПа. Стояночная тормозная система включается кнопкой и снабжена энергоаккумуляторами, установленными на кронштейнах заднего моста автомобиля.

При включении стояночной тормозной системы воздух выходит из энергоаккумуляторов и происходит торможение автомобиля независимо от наличия давления в пневмосистеме. При ее выключении воздух поступает в энергоаккумуляторы и происходит растормаживание.

Был проведен эксперимент по проверке привода рабочей тормозной системы, в результате которого установлено, что тормозная система заполняется воздухом до номинального давления в течение 5 мин. ГОСТ 25478-91 регламентирует следующее, что «нарушение герметичности пневматического тормозного привода не должно вызывать падение давления воздуха при неработающем двигателе более, чем на 0,05 МПа (0,5 кгс/см) от величины нижнего предела регулирования регулятором давления (1 МПа) в течение:

– 30 мин – при свободном положении органов управления тормозной системы;

– 15 мин – после полного приведения в действие органов управления тормозной системы. Установлено, что рабочая тормозная система соответствует требованиям ГОСТ 25478-91, т. к. падение давления в течение 30 минут не происходило.

Был проведен эксперимент по проверке стояночной тормозной системы. В соответствии с ГОСТ 25473-91 для проверки предусматриваются дорожные испытания путем затормаживания автотранспортного средства (АТС) стояночной тормозной системой на уклоне 16 % для полной массы АТС или на уклоне 31 % для АТС в снаряженном состоянии. Эксперимент подтвердил удержание автомобиля Рено-SM8 снаряженной массы 6520 кг на уклоне более 31 % (≈ 34 %) при включенной стояночной тормозной системе, при номинальном давлении в системе и при нулевом давлении в пневмоприводе тормозной системы. Стояночный тормоз автомобиля «Рено-SM8», а также системы передних и задних его тормозов находились в технически исправном состоянии.

Причиной несчастного случая явилось то, что автомобиль не был поставлен водителем на стояночный тормоз, находился с включенной передачей и рейка топливного насоса была в положении запуска двигателя, что является нарушением «Правил охраны труда на автомобильном транспорте» [2]. При остановке автомобиля водитель, покидая кабину, должен обезопасить его от самопроизвольного движения (выключить зажигание или прекратить подачу топлива, установить рычаг переключения передач (контроллер) в нейтральное положение, затормозить стояночным тормозом).

4. В автопарке колхоза «Коминтерн» Могилевского района Могилевской области при снятии правого наружного колеса заднего моста автомобиля МАЗ-5337 произошел его самопроизвольный сброс.

Автомобили МАЗ снабжены колесами бездисковой разборной конструкции по ГОСТ 10409-74. Колеса (рис. 6) к ступице 1 крепятся шестью прижимами 2 с помощью болтов 3 и гаек 4.

Каждое из колес в сборе содержит шину 5, камеру 6, ободную ленту 7, обод 8, бортовое 9 и замочное 10 кольца. На ступицах заднего моста автомобилей МАЗ устанавливается по два колеса в сборе, внутреннее и наружное. Между колесами на ступице расположено проставочное кольцо [3].

Такая конструкция колес характеризуется повышенной опасностью, т. к. возможен их самопроизвольный демонтаж. Это подтверждается и анализом ряда несчастных случаев, изложенных ниже.

При проведении расследования установлено, что борт шины внутреннего (смежного с наружным) колеса имел надрез (был поврежден).

При сборке внутреннего колеса в этот разрез была установлена часть разрезного замочного кольца, в результате чего замочное кольцо не полностью зашло под торец борта шины и было закреплено только по кромке в замочной

канавке обода. Кроме этого, используемые при монтаже внутреннего колеса обод и замочное кольцо были существенно повреждены ржавчиной, в том числе и соприкасаемые поверхности замочной канавки обода и буртика замочного кольца. При этом воздух из камеры внутреннего колеса не был выпущен, т. е. в камере было высокое давление (около 0,79 МПа). Это обусловило самопроизвольный демонтаж внутреннего колеса, в результате чего произошло взаимодействие борта его шины с наружным колесом в тот момент, когда слесарь, сняв гайки и прижимы, осуществлял снятие наружного колеса. При этом воздействием борта шины внутреннего колеса, находящегося под давлением воздуха, был осуществлен сброс наружного колеса. В результате слесарь, выполняющий эту работу, получил травму со смертельным исходом.

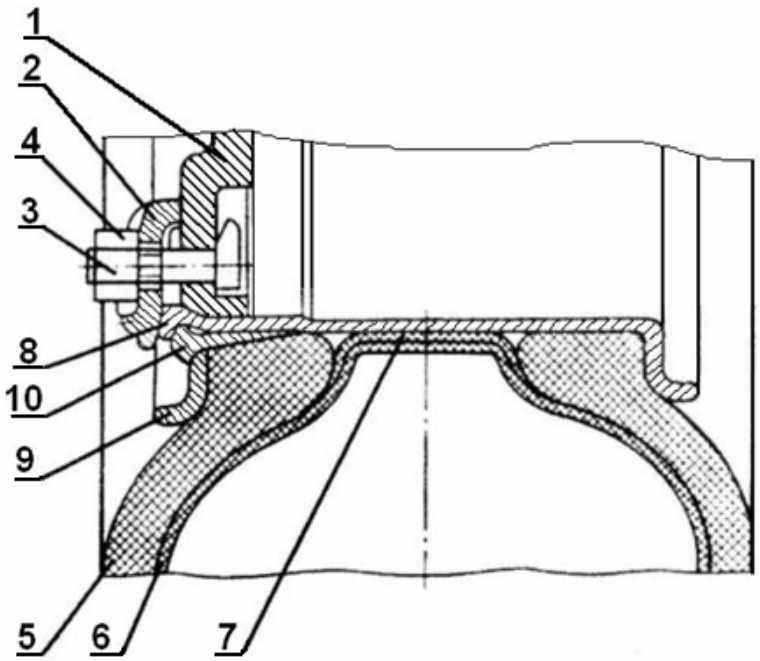

Рис. 6. Схема установки бездисковых разборных колес на ступице автомобиля

Причинами несчастного случая явились:

– нарушение слесарем требований безопасности, изложенных в нормативной документации, выразившихся в снятии со ступиц колес «с невыпущенным из шин воздухом» [3];

– некачественная сборка колеса, выразившаяся в использовании при сборке шины с поврежденным (разрезанным) бортом, в разрез которого было вставлено замочное кольцо.

5. На автодороге М-1 «Беларусь» в Ярцевском районе Смоленской области (Россия) при замене правого колеса передней оси на автомобиле МАЗ-5551, принадлежащему Республиканскому унитарному дочернему Могилёвскому автотранспортному предприятию «Грузовой автомобильный парк № 3», произошло разрушение обода правого переднего колеса.

При расследовании выявлено, что установленный на правом переднем колесе обод автомобиля имел дефекты: был поврежден коррозией, имел усталостные трещины на поверхности, в зоне которых материал обода был ослаблен.

Из-за дефектов в ободе при эксплуатации произошло его разрушение: разрыв двух участков обода возле вентильного отверстия (рис. 7).

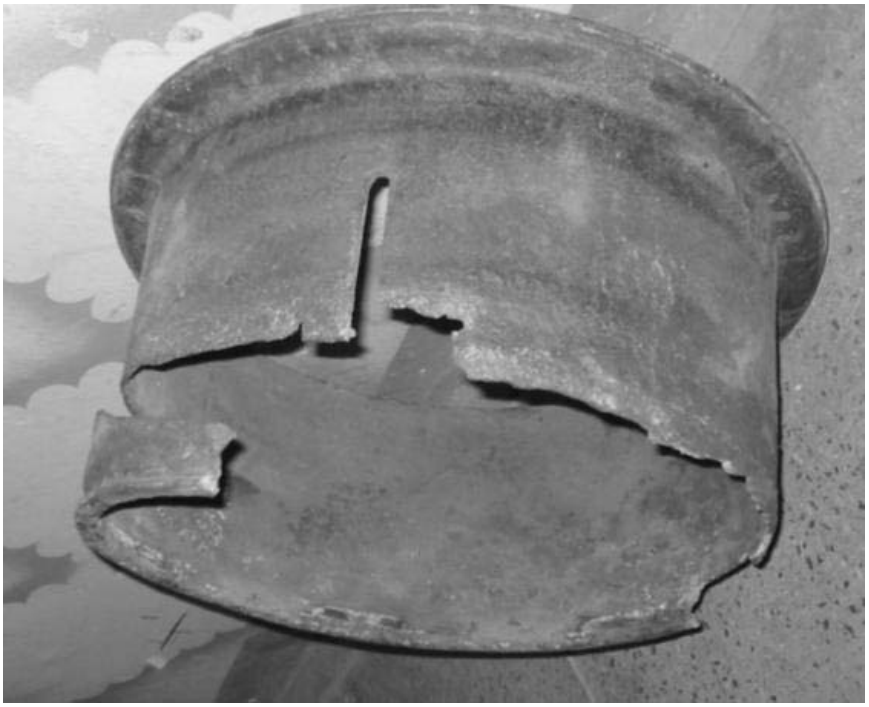

Рис. 7. Обод бездискового разборного колеса, поврежденный при эксплуатации

Водитель, обнаружив неисправность, приступил к замене колеса. Воздух из колеса предварительно не был выпущен. При снятии гаек и прижимов было ослаблено силовое воздействие на замочную сторону обода и действием давления воздуха в камере осуществлен дальнейший его разрыв справа от вентильного отверстия (см. рис. 7). Воздействием борта шины, находящейся под давлением воздуха, осуществлён сброс бортового кольца, в результате чего водитель этого предприятия получил травму со смертельным исходом.

Причинами несчастного случая явились:

– нарушение водителем требований безопасности, изложенных в нормативной документации, выразившихся в снятии со ступицы колеса «с невыпущенным из шин воздухом» [3];

– некачественная сборка колеса, выразившаяся в использовании при сборке поврежденного коррозией обода.

6. В гараже дорожно-строительного управления № 53 ОАО «Автомагистраль» г. Могилева при демонтаже правого наружного колеса заднего моста автомобиля МАЗ-5551 из-за разрушения бортового кольца (рис. 8) произошел самопроизвольный его сброс.

При расследовании выявлено, что установленное на правом наружном заднем колесе автомобиля бортовое кольцо имело существенный дефект изготовления: некачественный сварной шов, выразившийся в несплавлении части торцовых свариваемых поверхностей. Из-за этого дефекта в бортовом кольце при воздействии статических и динамических нагрузок произошло разрушение сварного шва данного кольца (разрыв в зоне сварного шва). В результате этого бортовое и замочное кольца были самопроизвольно демонтированы и внутренний борт шины под давлением

воздуха в камере вошел в соприкосновение с шиной смежного колеса. Так как воздух из шин не был выпущен, возникло осевое усилие, действующее на наружную шину с ободом, которое уравновешивалось усилием затяжки гаек крепления обода колеса. При замене колеса путем снятия гаек и прижимов было ослаблено крепление колеса к ступице.

Рис. 8. Бортовое кольцо бездискового разборного колеса, поврежденное по сварочному шву

При снятии последней гайки под действием упомянутого выше осевого усилия произошел срыв последних витков резьбового соединения гайки с болтом и вылет гайки с прижимом. Затем под действием упомянутого осевого усилия произошел самопроизвольный сброс наружной шины со ступицы заднего моста. При этом водитель получил травму с тяжёлым исходом.

Причинами несчастного случая явились:

– нарушение водителем требований безопасности, изложенных в нормативной документации, выразившихся в снятии со ступицы колеса «с невыпущенным из шин воздухом» [3];

– некачественная сборка колеса, выразившаяся в использовании при сборке ободного кольца, имевшего существенный дефект изготовления; некачественный сварной шов.

7. Машинист бульдозера унитарного коммунального дочернего снабженческого предприятия (УКДСП) «УПТК Облдорстрой» на бульдозере ДЗ-171.1 при выполнении работ по планировке грунта на откосах карьера «Козуличи» Кировского района Могилевской области получил травму со смертельным исходом.

При осмотре бульдозера выявлены:

– неисправность топливной аппаратуры, т. к. при попытке передвижения бульдозера задним ходом вверх по склону на 2-й, а затем на 1-й передачах двигатель останавливался;

– отсутствие защелки на горном тормозе;

– наличие пятен крови на топлив-

ном баке и корпусе бульдозера с левой стороны, а также в его средней части и спереди возле отвала.

В ходе расследования установлена возможная последовательность событий происшествия. При движении задним ходом на второй передаче вверх по откосу у бульдозера на отметке А (93 м от низа откоса) самопроизвольно из-за неисправности топливной аппаратуры остановился двигатель (рис. 9).

Рис. 9. Вид места несчастного случая

Машинист выжал сцепление, установил реверс в положение «нейтраль» и вышел из кабины, чтобы разобраться в причине остановки. Он стал на гусеницу бульдозера и решил проверить наличие топлива в баке. В этот момент бульдозер начал перемещаться вниз, зажав тело машиниста между левой гусеницей и подножкой, смертельно травмировав его.

После ремонта топливной аппаратуры и установки защелки горного тормоза эксперты провели эксперименты по оценке работоспособности механизмов бульдозера.

Эксперимент 1. Бульдозер был установлен в точке А (на отметке 93 м от низа карьера), реверс установлен в «нейтраль», отвал опущен на землю и ножной тормоз отпущен. При этом бульдозер передвинулся вниз по склону на 20...30 см и остановился из-за заглубления отвала в грунт.

Эксперимент 2. Бульдозер возвращен в исходную точку А, отвал поднят, реверс установлен в «нейтраль», горный тормоз затянут и зафиксирован защелкой. Бульдозер оставался неподвижным.

Эксперимент 3. Двигатель был остановлен, реверс установлен в положение «задний ход», в коробке передач включена вторая передача, педаль муфты сцепления не нажата, горный и ножной тормоза не включены, отвал поднят. Бульдозер оставался неподвижным.

Эксперимент 4. В состоянии: двигатель остановлен, реверс в положении «нейтраль», горный и ножной тормоза не включены, отвал поднят был произведен спуск бульдозера по склону вниз накатом. При этом бульдозер был управляемым, ножной тормоз работал эффективно.

Эксперименты подтвердили, что

после самопроизвольной остановки двигателя бульдозера перед несчастным случаем машинист бульдозера (потерпевший) имел возможность:

– зафиксировать бульдозер на склоне путем опускания отвала;

– зафиксировать бульдозер на склоне за счет включенных 2-й передачи и реверса в положении «задний ход», т. е. при остановке двигателя нельзя было устанавливать реверс в положение «нейтраль»;

– осуществить спуск бульдозера вниз по склону «накатом» до самопроизвольной остановки на горизонтальной площадке.

По мнению авторов, опасность травмирования машиниста бульдозера при нахождении бульдозера на склоне возникает в том случае, когда машинист покидает кабину, не приняв мер для удержания бульдозера на склоне (опускание отвала, торможение горным тормозом), и находится в опасной зоне, например, на гусенице.

Причинами несчастного случая явились:

– невыполнение машинистом бульдозера требований Правил по охране труда: «При остановке бульдозера отвал должен быть опущен на землю»;

– отсутствие защелки горного тормоза, что не позволяло зафиксировать рычаг горного тормоза и обеспечить удержание бульдозера от перемещения вниз по склону карьера.

Анализ изложенных в статье несчастных случаев показывает, что их основными причинами являются:

– в 1-м случае – дефекты при изготовлении изделий погрузчика ТО-18Б;

– в 6-и из 7-и (85,7 %) случаев – нарушения или невыполнение требования безопасной эксплуатации мобильных машин;

– в 4-х случаях – низкий контроль за содержанием изделий мобильных машин в технически исправном состоянии.

Следовательно, организациям и учреждениям, эксплуатирующим мобильные машины, необходимо больше уделять внимание обучению и подбору квалифицированных кадров, обслуживающих строительно-дорожные и транспортные машины.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Войчинский, М. С.** Погрузчик фронтальный одноковшовый Амкодор-333 (ТО-18Б). Руководство по эксплуатации / М. С. Войчинский. – Минск : Амкодор-Ударник, 2002. – 180 с. : ил.

2. Правила охраны труда на автомобильном транспорте : утв. приказом № 3-Ц/6 13.01.99 Минтранскоммуникаций и Минтруда РБ. – М. : БГУ, 1999 г. – 176 с.

3. Автомобили МАЗ-53371, 5551, 5337, 5433, 54331. Руководство по эксплуатации 5551-390 2002 РЭ. – Минск : Минский автозавод. – 1993. – 254 с.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 24.03.2009

S. D. Haliuzhyn, V. M. Puskova, M. I. Rutskiy
Safety of using of construction-road and transport machinery

The results of the analysis of seven accidents happened on enterprises of Mogilev region are given in the article. Four of them had a fatal outcome. From the considered cases two accidents occurred while using loaders, four of them happened while using automobiles and one accident took place while using a bulldozer.

ЭКОНОМИКА. ЭКОНОМИЧЕСКИЕ НАУКИ

УДК 336.6:330

С. Н. Гнатюк, канд. экон. наук, доц., А. А. Антипова

ВЕНЧУРНОЕ ФИНАНСИРОВАНИЕ КАК ИНСТРУМЕНТ СТИМУЛИРОВАНИЯ РАЗВИТИЯ ИННОВАЦИОННОЙ ДЕЯТЕЛЬНОСТИ В РЕСПУБЛИКЕ БЕЛАРУСЬ

Статья посвящена проблеме финансирования инновационной деятельности. Одним из перспективных направлений решения обозначенной проблемы является применение механизма венчурного финансирования. Авторами рассмотрен опыт некоторых зарубежных стран государственного стимулирования коммерциализации научного знания. В статье содержится анализ состояния венчурного финансирования в Республике Беларусь, предложены направления по формированию рынка венчурного капитала в стране.

В современной экономике наблюдается постоянное повышение роли инноваций, поскольку без них практически невозможно создать конкурентоспособную продукцию, имеющую высокую степень наукоемкости и новизны. В рыночной экономике инновации являются эффективным средством конкурентной борьбы, так как ведут не только к созданию новых потребностей, но и к притоку инвестиций, а также к повышению имиджа производителя новых продуктов, к снижению себестоимости производимой продукции, к открытию и захвату как внутренних, так и внешних рынков.

Одним из основных катализаторов инновационной деятельности выступает венчурное финансирование. Сегодня существуют три основных рынка венчурного капитала – Европа, США и Канада, Юго-Восточная Азия. К наиболее перспективным также можно отнести рынки Израиля, Индии и Австралии. Что касается Китая, то в данном вопросе мнения экспертов расходятся и возможности этого государства являются предметом дискуссий. Остальные регионы (Ближний Восток, кроме Израиля, Южная Америка, Африка и др.) считаются слабо привлекательными для венчурного капитала. В 2007 г. общий объем венчурных инвестиций составил 29,4 блн долл. в 3817 проектов [1].

Рынок венчурного капитала в США на сегодняшний день является самым емким. Он составляет значительную часть отрасли прямых инвестиций, обеспечивающей поддержку малых и средних инновационных предприятий на ранних стадиях функционирования и зарождения. Немаловажной особенностью является разнообразие источников финансирования, к которым следует отнести государство, банки, частные и общественные фонды венчурного капитала, страховые компании, пенсионные фонды и крупные промышленные корпорации. Индивидуальный сектор венчурного бизнеса представлен частными инвесторами, так называемыми «бизнес-ангелами», то есть довольно обеспеченными людьми, которые заработали свой капитал в собственном бизнесе и располагают относительно свободными средствами, в данное время не являющимися необходимыми для принадлежащей им компании. Наиболее значима роль «бизнес-ангелов» на самых ранних стадиях зарождения и формирования компаний, именно тогда, когда компания находится на этапе под-

готовки к выходу своего продукта на рынок. Согласно оценкам американских аналитиков, потенциал «бизнес-ангелов» в венчурном капитале оценивается в объеме 30–40 млрд долл. в год [2, с. 45–51].

Основные венчурные фонды создаются прежде всего вблизи крупных университетов, так как именно там возникают малые инновационные фирмы. В США венчурные фирмы сконцентрированы в нескольких регионах, главным образом, в Кремниевой долине и Новой Англии.

Особого внимания в практике США заслуживает сочетание рыночных механизмов с государственным воздействием на формирование и функционирование системы высокорискового инновационного инвестирования. К органам, непосредственно осуществляющим государственное регулирование инновационной деятельности в США, относятся: Американский научный фонд, Американский научный совет, НАСА, Национальное бюро стандартов, Министерство обороны, Национальный центр промышленных исследований, Национальная академия наук, Национальная техническая академия, Американская ассоциация содействия развитию науки. Последние четыре структуры финансируются смешанным путем, т. е. имеют несколько источников, остальные – из федерального бюджета. Наблюдается следующее соотношение источников финансирования: около 50 % – частные фирмы и организации, 46 % – федеральное правительство (на основе конкурсов), к оставшимся принадлежат университеты, колледжи, неправительственные организации.

Участие государства отличается преимущественно косвенными методами регулирования, которое, прежде всего, проявляется в поддержке малого и среднего инновационного предпринимательства, поощрении научно-исследовательских центров регионального уровня, льготном ресурсном обеспечении инновационной исследовательской деятельности (денежные фонды, материально-техническое и информационное обеспечение, организационно-управленческие кадры и др.), поддержке формирования венчурных фондов на уровне местных и штатных органов власти. Распространена практика бесплатной выдачи лицензий на коммерческое использование изобретений, запатентованных в ходе бюджетных исследований и являющихся собственностью федерального правительства. Помимо этого, государство способствует формированию рынка инноваций и, что важно, само выступает его агентом. Государственные органы призваны осуществлять мониторинг и прогнозирование инновационных процессов в стране и за ее пределами, а часто и поиск наиболее эффективных передовых технологий для того, чтобы впоследствии их широко внедрить [3, с. 80]. Правительства штатов посредством разнообразных методов участвуют в создании венчурных фондов и часто сами являются их организаторами. Также важную роль играют профессиональные организации и «клубы венчурных инвесторов». Прямое участие в рисковом финансировании незначительно (налоговая система, льготные условия кредитования, установление различных регулирующих правил и др.) [2, с. 52–57].

В Европе венчурный капитал появился только в начале 70-х гг., но широкое распространение получил лишь в 80-х гг. Процесс становления и развития венчурного бизнеса мгновенно потребовал создания соответствующих профессиональных организаций, которые стали возникать в качестве некоммерческих ассоциаций. Сначала создавались национальные ассоциации, самой старой из которых является «Британская ассоциация венчурного капитала» (BVCA), основанная в 1973 г. «Европейская ассоциация венчурного капитала» (EVCA), основанная в 1983 г. всего 43 членами, в настоящее время насчитывает около 320 членов. Различия в целях и задачах, которые ставят перед собой национальные ассоциации, обусловлены прежде всего разным уровнем экономического развития и приоритетами экономической по-

литики страны. Необходимо отметить, что венчурная деятельность в Европе появилась во второй половине 90-х гг., в то время, когда появились рынки акций для молодых, растущих компаний, повысилась предпринимательская активность, усилилась поддержка со стороны правительства [4, с. 17–18]. На сегодняшний момент в 20 странах Европы насчитывается более 500 венчурных фондов и компаний.

В Японии доля компаний венчурного капитала в финансировании инновационного предпринимательства крайне мала. Существуют они около 10–15 лет, и немногие из них являются независимыми. Более половины (примерно 70 %), как правило, подчиняется материнской компании. Основной объем средств направляется на финансирование поздних стадий развития венчурных фирм, так как компании венчурного капитала являются в большинстве своем дочерними предприятиями традиционно консервативных финансовых институтов. В Японии развитие венчурного бизнеса стимулирует государство. Министерство торговли и промышленности Японии создало Центр венчурного предпринимательства. В последние годы явно проявилась тенденция создания бизнес-инкубаторов и центров трансфера технологий, постепенно переросшая в идею создания в каждой провинции крупного технополиса, строго специализирующегося на ключевых отраслях научного знания. Также характерна активная инфраструктурная поддержка инновационных компаний. Самое большое значение в финансировании венчурных проектов имеют средства крупных корпораций, которые поддерживаются государством посредством предоставления дешевых кредитов и налоговых льгот [2, с. 69–70].

Интерес с научной точки зрения представляет опыт формирования рынка венчурного финансирования в Израиле. Израильская модель является одной из наиболее успешных моделей запуска венчурной индустрии и переориентации экономики на инновационно-ориентированный путь развития. Данная модель (модель Yozma) состояла в создании государственного венчурного фонда фондов и последующим развитием 10 фондов с участием государства, каждый с капиталом не менее чем 20 млн долл. Yozma была создана под руководством Министерства промышленности и торговли Израиля. К фондам предъявлялись такие требования, как наличие одного израильского партнера и одного американского или европейского партнера с опытом и хорошей репутацией. В обмен на это фонд получал 8 млн долл. из фондов Yozma, что составляло до 40 % от общего размера фонда. В случае успеха фонда была предусмотрена возможность выкупа доли государства по стоимости первоначальной инвестиции плюс небольшая процентная ставка. Результаты были отличными. В течение года все десять фондов с зарубежными партнерами были сформированы (общие чистые инвестиции в них составили 256 млн долл., из которых 80 млн было профинансировано Yozma). В дальнейшем капитал возрос до 2,9 млрд долл. за счет привлечения новых инвесторов и довольно успешных продаж портфельных компаний, а восемь из десяти фондов были выкуплены частными соучредителями. Число технологических компаний в стране составило более 4000. Израиль был включен в мировой технологический бизнес [5, с. 77–78].

Венчурный капитал и инвестиции в научно-технологическое развитие производства становятся важной и неотъемлемой составляющей современной экономической жизни в постсоциалистических странах Центральной и Восточной Европы (ЦВЕ). Но, несмотря на это, вышеуказанные страны пока еще значительно отстают от западноевропейских государств по уровню развития рынка венчурного капитала. В эти страны активно проникает венчурный капитал США и стран Западной Европы в условиях перехода стран ЦВЕ к новому этапу экономических преобразований, связанному с реструктуризацией предприятий и отраслей; появления нового поколения ме-

неджеров; совершенствования нормативно-правовой базы хозяйственной и инвестиционной деятельности; открытости в мировое хозяйство.

Массовая приватизация часто осуществлялась во взаимосвязи с рисковыми инвестициями. На первоначальном этапе трансформации экономики практически полностью отсутствовали институты, обладающие капиталом и ноу-хау, которые были необходимы для реализации венчурных вложений уже привычными для западных стран методами. Рынок венчурного капитала в государствах ЦВЕ, по мнению большинства экспертов, обладает довольно большим потенциалом для дальнейшего роста, что в первую очередь вызвано необходимостью создания развитой информационной и дистрибьюторской инфраструктуры.

В целом же проникновение иностранных инвесторов венчурного капитала на рынок ЦВЕ вызвано как причинами внешнего характера (уходом инвесторов из проблемных регионов, например из Юго-Восточной Азии, диверсификацией портфеля инвестиций), так и причинами внутреннего характера, связанными с особой привлекательностью этого региона для венчурного финансирования. В последнем случае речь идет о следующих факторах:

– переход государств ЦВЕ к принципиально новому этапу экономических преобразований, связанному с ростом промышленного производства и реструктуризацией;

– совершенствование юридических норм и правил в сфере торговых отношений;

– появление нового поколения менеджеров [2, с. 71–72].

Основой «китайской» специфики венчурного бизнеса является то, что китайское правительство во второй половине минувшего века рассматривало науку и технологии как ключевые аспекты развития страны. Бурное развитие экономики привело к тому, что на сегодняшний день Китай является второй в мире страной после США по объему прямых иностранных инвестиций. Что касается объема венчурных инвестиций, то Китай занимает шестое место в Азиатско-тихоокеанском регионе. Особенностью этой страны является главенствующая роль государства в отрасли венчурных инвестиций. Выделим три направления воздействия государства на развитие отрасли:

– децентрализация власти расширила полномочия органов местного самоуправления, научно-исследовательских институтов и университетов в организации предприятий венчурного бизнеса;

– предоставление непосредственной финансовой поддержки венчурным проектам стало достаточно весомым источником финансирования венчурных проектов на первом этапе развития отрасли. Финансируя венчурные проекты, центр как бы высказывал свое одобрение инвестиций в технологический сектор и давал сигнал органам местного самоуправления, частным и институциональным инвесторам о том, что коммерциализация данного бизнеса является законной;

– создание институциональной среды для развития венчурного бизнеса проявлялось, во-первых, в создании законодательной базы, способствующей эффективному развитию отрасли венчурных инвестиций (принятие законов об интеллектуальной собственности, регулировании иностранных инвестиций, легализация коммерческих венчурных фондов и т. п.), во-вторых, в стимулировании создания инфраструктуры в научно-технологических инкубаторах и зонах. Первостепенную роль сыграло создание специальных экономических зон, высокотехнологичных зон и зон свободной торговли, территорий, ставших впоследствии зонами активного роста венчурной индустрии и экономики регионов и государства в целом. При этом использовались пассивные способы информирования потенциальных инвесторов о возможностях и льготах, создавались развитая инфраструктура и коммуникации для развития предприятий, осущест-

влялась защита прав инвесторов, а также системы налогов и дифференцированных налоговых ставок и льгот по отраслям.

Все венчурные фонды, оперирующие в Китае, можно подразделить на четыре типа:

1) государственные венчурные фонды. Первый венчурный фонд, который был создан в Китае Министерством финансов совместно с Комиссией по науке и технологии в 1985 г., был государственным. В настоящее время роль государственных фондов в венчурном финансировании неуклонно снижается;

2) университетские венчурные фонды, которые стали появляться в большом количестве, начиная с 2000 г. Данные фонды ввиду недостатка финансовых ресурсов вынуждены сотрудничать с корпоративными и иностранными венчурными фондами в реализации совместных проектов;

3) корпоративные венчурные фонды, представляющие большинство венчурных фондов, действующих в Китае на сегодняшний день. Они, как правило, имеют достаточно солидную финансовую базу, поддержку государства и более квалифицированные управленческие кадры, чем государственные и университетские венчурные фонды. Они инвестируют средства в основном в высокотехнологические предприятия. Характерной особенностью Китая, в отличие от ряда стран, рассмотренных нами ранее, является высокая доля вложений в компании, находящиеся на стадии расширения жизненного цикла;

4) иностранные венчурные фонды. С момента появления они были основным источником венчурных инвестиций в Китае. Иностранных инвесторов здесь привлекают налоговые льготы, дешёвые трудовые ресурсы и относительно высокая стабильность государства. Инвестиции иностранных венчурных фондов более размыты по отраслям, так как иностранцы инвестируют в те предприятия, которые, по их мнению, обладают наибольшим потенциалом. Второй особенностью иностранных венчурных фондов является более долгий срок инвестиций [6].

Оценивая мировой опыт государственной поддержки развития рынка венчурного капитала, можно выделить шесть основных путей содействия увеличению финансирования новых высокотехнологичных фирм:

– учреждение 100 % государственных фондов, ориентированных на финансирование венчурных фирм на ранних стадиях, в т. ч. и на стадии зарождения;

– организация фондов, включающих денежные средства как государства, так и частных инвесторов;

– внедрение схем софинансирования венчурных проектов для инвестиционных компаний, специализирующихся преимущественно на малом бизнесе;

– использование гарантийных механизмов;

– применение инструментов государственной фискальной политики;

– создание инкубаторов и центров трансфера технологий.

Как правило, правительства используют сразу несколько схем поддержки. Разница в подходах заключается прежде всего в объемах выделяемых средств на ту или иную форму поддержки и ограничениях доли участия государства в инновационных проектах.

Согласно Программе социально-экономического развития Республики Беларусь на 2006–2010 гг., приоритетным направлением развития белорусской экономики является создание высокотехнологичных производств.

Можно выделить ряд ключевых направлений поддержки инновационной деятельности в РБ.

1. Формирование благоприятной для инновационной деятельности институционально-правовой среды на основе создания системной законодательной базы, которая способствовала бы инновационному развитию, многоуровневой системы охраны, использования и защиты прав на результаты интеллектуальной деятельности.

2. Перестройка существующих

структурно-функциональных блоков НИС (научного сектора, сферы образования, производственных комплексов), повышение их интегрированности и эффективности в рыночных условиях.

3. Формирование инновационной инфраструктуры: создание и развитие технопарков, бизнес-инкубаторов, инновационных центров и др.

4. Развитие инновационного предпринимательства.

5. Развитие финансовой инфраструктуры, в том числе создание правовых и организационных условий для успешного развития венчурного финансирования.

6. Подготовка высококвалифицированных кадров для инновационной деятельности и др. [7].

В своем исследовании мы сконцентрировали внимание на проблеме финансирования инновационных проектов. Согласно исследованиям, проведенным в Могилевской области [8], отсутствие финансовых средств является основным сдерживающим фактором для формирования высокотехнологичных производств. Кредитополучателю для получения кредита необходимо предоставить залог или какие-либо гарантии возврата полученных средств. Инновационные проекты отличаются высокой долей риска невозврата вложенных средств, и банки, как правило, отказывают в предоставлении финансовых ресурсов. Нецелесообразность финансирования инновационных проектов посредством кредитования связана еще и с неопределенностью во времени получения доходов от их реализации. Например, по результатам упомянутого выше исследования первые доходы от реализации инновационных проектов фирм-резидентов технопарков начали поступать у 50 % опрошенных респондентов на первом году реализации проекта, а у остальных 50 % – на втором году реализации проекта. Такие показатели характерны для проектов с небольшой степенью риска. Ответы респондентов из Белорусско-Российского университета распределились следующим образом: получать первые доходы от реализации проекта в течение первого года планирует третья часть разработчиков, половина разработчиков планирует получить денежные средства на втором и третьем году осуществления проекта, остальная часть переносит эти планы на более длительный период.

Что касается лизинга, то для того, чтобы воспользоваться этой формой кредитования, необходимо наличие юридического лица с опытом работы не менее 6 месяцев. К тому же лизинг связан с оформлением большого количества операций, что затрудняет осуществление финансирования инновационного проекта.

Объем же собственных средств у инноваторов весьма ограничен. Кроме того, в республике имеется ряд других источников финансирования инновационной деятельности.

1. Инновационные фонды (при министерствах).

2. Государственные программы.

3. Инвестиции частного сектора.

4. Иностранный капитал и т. д.

Основной задачей деятельности Белорусского инновационного фонда является обеспечение – посредством оказания финансовой поддержки – благоприятных условий для развития инновационного предпринимательства и эффективного функционирования предприятий и организаций различных форм собственности, разрабатывающих и производящих в Республике Беларусь наукоемкую инновационную продукцию.

Инновационные фонды образуются республиканскими органами государственного управления и иными государственными организациями, подчиненными Правительству Республики Беларусь, в соответствии с Законом «О бюджете Республики Беларусь». Ежегодно в законодательном порядке на всех уровнях органов государственного управления устанавливается норматив использования средств инновационных фондов на науку. Из инновационных фондов производится также финансиро-

вание разработок и внедрения инноваций. С 2006 г. были установлены дополнительные направления использования средств фондов, в частности, на финансирование мероприятий по реализации Государственной программы возрождения и развития села, разработку прогнозов развития организаций на 5 лет, составление бизнес-планов их развития на год, бизнес-планов инвестиционных проектов, на строительство жилых домов и объектов транспортной инфраструктуры для районов жилой застройки и т. д. В ближайшее время планируется в законодательном порядке увеличить объем средств на финансирование проектов за счет ресурсов инновационных фондов, включая финансирование мероприятий по созданию субъектами хозяйствования и органами хозяйственного управления товаропроводящей сети за рубежом [9, 10].

Основным источником венчурных инвестиций, реализуемых в Беларуси в форме программ и инновационных проектов, выступает государство. Что касается инвестиций частного сектора, то к ним можно отнести личные сбережения предпринимателя, личные средства знакомых и друзей, средства бизнес-ангелов.

Личные сбережения предпринимателя как источник финансирования инноваций имеют ряд неоспоримых преимуществ. Во-первых, автоматически решается проблема собственности и в случае успешной реализации проекта все авторские права и прибыль от деятельности компании остаются у предпринимателя. Во-вторых, предпринимателю не приходится тратить время на поиск и выделение денежных средств, что снижает трансакционные издержки, что делает данный источник самым предпочтительным в случае необходимости быстрого принятия решения. Срок таких инвестиций неограничен. К сожалению, наряду с позитивными моментами, имеют место и негативные: все риски, в том числе и риск полной потери всех вложенных средств, предприниматель берет на себя. Как правило, личных сбережений оказывается недостаточно для полноценного развития венчурной фирмы, и предприниматель вынужден искать средства в других источниках [11].

Такие инвестиции, как личные средства знакомых и друзей, чаще всего имеют форму среднесрочного беспроцентного кредита. Основное преимущество такого «займа» – сравнительная доступность относительно небольших сумм денег у тех, кто хорошо и давно знает предпринимателя, находится с ним в доверительных отношениях и не сомневается в его порядочности. Как правило, не требуется залога, всеми авторскими правами располагает предприниматель и он же осуществляет контроль и управление проектом. Главным недостатком таких заимствований являются возникающие психологические трудности.

Что же касается финансирования за счет средств бизнес-ангелов, то его в республике практически нет [12, 13]. Последним из рассмотренных нами основных источников финансирования инновационной деятельности является иностранный капитал. В Республике Беларусь данный вид финансирования не получил особого развития ввиду низкого уровня привлечения иностранных инвесторов.

В нашей стране официально зарегистрированные венчурные фонды пока отсутствуют. Однако полноценное развитие национальной инновационной системы невозможно без наличия источников ее финансирования.

Мы считаем, что для Беларуси наиболее предпочтительны венчурные фонды с небольшими и средними активами, созданные на базе высших учебных заведений страны. Университеты могут не только создавать и аккумулировать знания, но и получать доходы за счет коммерциализации научно-технических разработок. Это хорошо видно на примере американских университетов, в которых большое значение придается коммерциализации исследований.

Основные преимущества указан-

ного подхода развития сети венчурных фондов заключаются в следующем:

– у университетов значительно больше возможностей в диверсификации источников финансирования, чем у других организаций, примером чего может являться успешная деятельность зарубежных университетов по привлечению средств выпускников, корпораций, международных организаций и государства;

– университеты в силу своего традиционно широкого спектра научных дисциплин, по сравнению с профильными академическими институтами, обладают более гибким внутренним стержнем, необходимым для организации междисциплинарных исследований, что является наиболее актуальным направлением развития науки и, как следствие, создания венчурных проектов;

– университеты обладают хорошим потенциалом и перспективами укрепления связей с промышленностью посредством вовлечения промышленных заказчиков в обсуждение программ подготовки будущего персонала. Через укрепление таких связей университеты глубже анализируют проблемы современной промышленности и получают доступ к реальным научным задачам производства, которые впоследствии могут стать предметом совместного венчурного проекта;

– формирование конкурентной среды в процессе производства научно-исследовательских услуг и коммерциализации полученных результатов. В основе реализации данного принципа – распределение большей части предоставляемого государством капитала более успешным университетам. Например, в Великобритании финансирование университетов разделено на два потока: финансирование преподавания и финансирование научно-исследовательской деятельности по итогам ежегодно проводимой оценки научно-исследовательских результатов. Как отмечают Дилл и Спорн, такая ситуация не может не отражаться на задачах университетской администрации, которая в подобных условиях должна особое внимание уделять качеству производимых научных результатов университета и коммерциализации университетской науки;

– у университетов в отличие от других организаций, занимающихся научными исследованиями, существует прямая связь с одним из самых главных научных ресурсов – талантливой молодежью, а также возможность развития и использования ее научного потенциала на всех этапах становления, начиная со студенческой скамьи;

– университеты имеют большой потенциал в решении проблем инновационного развития регионов. Например, в Белорусско-Российском университете за период с 2003 по 2007 гг. получено 210 патентов и подано 206 заявок на объекты интеллектуальной собственности.

При этом можно выделить основные факторы, наличие которых определяет успех инновационной деятельности как во внешней среде университетов, так и на институциональном уровне:

– активная позиция государства в реализации законодательных и экономических мер, способствующих значительному расширению возможностей университета в привлечении дополнительных источников финансирования научно-исследовательской деятельности;

– производство университетами научных результатов высокого качества, удовлетворяющих требованиям различных заказчиков;

– готовность и способность университетов к последовательной и системной организационной трансформации;

– развитие инновационного мышления и предпринимательского мировоззрения на всех организационных уровнях университета.

Мы считаем целесообразным создание в Республике Беларусь венчурных фондов на базе университетов. Главной задачей на сегодняшний момент, по нашему мнению, является создание нормативно-правовой базы, которая позволила бы создать «фонд фондов». Основной задачей данной организации будет

являться софинансирование инновационных проектов, реализуемых венчурными фондами при университетах. Так же, как и в израильской модели, мы предлагаем использование государственных средств на принципах платности и возвратности, применяя льготную ставку кредитования с возможностью выкупа доли государства по стоимости первоначальных инвестиций. Получая прибыль от реализации какого-либо инновационного проекта, ее часть будет расходоваться на покрытие затрат, выплату заработной платы научным сотрудникам и на покрытие иных расходов, связанных с разработкой и реализацией проекта, а оставшуюся часть прибыли необходимо реинвестировать снова в венчурный фонд. Соответственно, в результате осуществления таких операций, будет происходить увеличение собственных средств фонда, что положительно отразиться как на качестве инновационных проектов, так и на развитии венчурного предпринимательства. Предполагается, что созданные структуры будут функционировать по принципу «вечнозеленых фондов».

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. National Venture Capital Association [Электронный ресурс]. – Минск, 2008. – Режим доступа : http : // www.nvca.org-date of access.

2. **Каржаув, А. Т.** Национальная система венчурного инвестирования / А. Т. Каржаув, А. Н. Фоломьев. – М. : Экономика, 2006. – 239 с.

3. Инновационные технологии и системы : материалы междунар. форума / А. В. Базекин [и др.]. – Минск : БелИСА, 2006 – 155 с.

4. **Кемпбелл, К.** Венчурный бизнес: новые подходы : пер. с англ. / К. Кемпбелл. – М. : Альпина Бизнес Букс, 2004. – 248 с.

5. **Родионов, И. И.** РВК как форма государственной поддержки формирования института венчурных инвестиций в России / И. И. Родионов, Н. Н. Дмитриев // Корпоративные финансы. – 2007. – № 3. – С. 77–84.

6. The AngelInvestor [Электронный ресурс]. – Минск, 2008. – Режим доступа : http : // www.theangelinvestor.ru/2.html.

7. Белорусский Правовой Портал [Электронный ресурс] / Нац. Центр правовой информ. Респ. Беларусь. – Минск, 2007. – Режим доступа : http : // www.pravoby.info / index.htm.

8. **Одынская, И. А.** Оценка потенциала развития инновационного бизнеса на базе отечественных разработок / И. А. Одынская // Новая экономика. – 2008. – № 7–8. – С. 57.

9. Об инновационной деятельности в Республике Беларусь в 2005 году. – Минск : М-во статистики Респ. Беларусь, 2006. – 165 с.

10. О выполнении научных исследований и разработок в 2005 году – Минск : М-во статистики Респ. Беларусь, 2006. – 69 с.

11. **Бойко, И. П.** Современная фирма: зарубежный и отечественный опыт / И. П. Бойко. – СПб. : СпбГУ, 1999. – 172 с.

12. **Демин, А. А.** Экономики разных скоростей / А. А. Демин. – Л. : ЛГУ, 1990. – 143 с.

13. **Кокурин, Д. И.** Финансовые источники инновационной деятельности отечественных предприятий / Д. И. Кокурин // Проблемы прогнозирования. – 1999. – № 1. – С. 19–28.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 05.12.2008

S. N. Gnatuk, A. A. Antipova

Venture financing as the tool of stimulation of development of innovative activity in the Republic of Belarus

The article is devoted to a problem of innovative activity financing. One of the ways to solve the given problem is application of venture financing mechanism. The authors have considered experience of some foreign countries of state stimulation of scientific knowledge promotion on the market. The article contains analysis of venture financing condition in the Republic of Belarus. Directions on venture capital market formation are presented in the paper.

УДК 338.45

Т. В. Романькова, М. Н. Гриневич, канд. экон. наук, доц.

ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ФАКТОРЫ СНИЖЕНИЯ ЭНЕРГОЕМКОСТИ ПРОДУКЦИИ МАШИНОСТРОЕНИЯ

Проведен анализ использования топливно-энергетических ресурсов в Республике Беларусь. Предложена система экономических факторов, оказывающих воздействие на снижение уровня расходования топливно-энергетических ресурсов, проведено их ранжирование по степени важности применения в управлении энергоемкостью продукции машиностроения. Разработана система показателей, характеризующих использование выявленных факторов в управлении эффективным энергопотреблением.

Республика Беларусь не имеет возможности обеспечить свои потребности собственными энергоресурсами, т. к. геологическая структура характеризуется крайне бедными природными топливными ресурсами.

Топливно-энергетический комплекс Республики Беларусь включает:

– добычу торфа и производство торфобрикетов;

– добычу нефти и нефтепереработку;

– разветвленную сеть газопроводов, нефтепроводов и нефтепродуктов;

– производство, передачу и распределение электрической и тепловой энергии.

Динамика валового внутреннего потребления (ВВП) и валового потребления топливно-энергетических ресурсов (ТЭР) республикой представлена на рис. 1 [3].

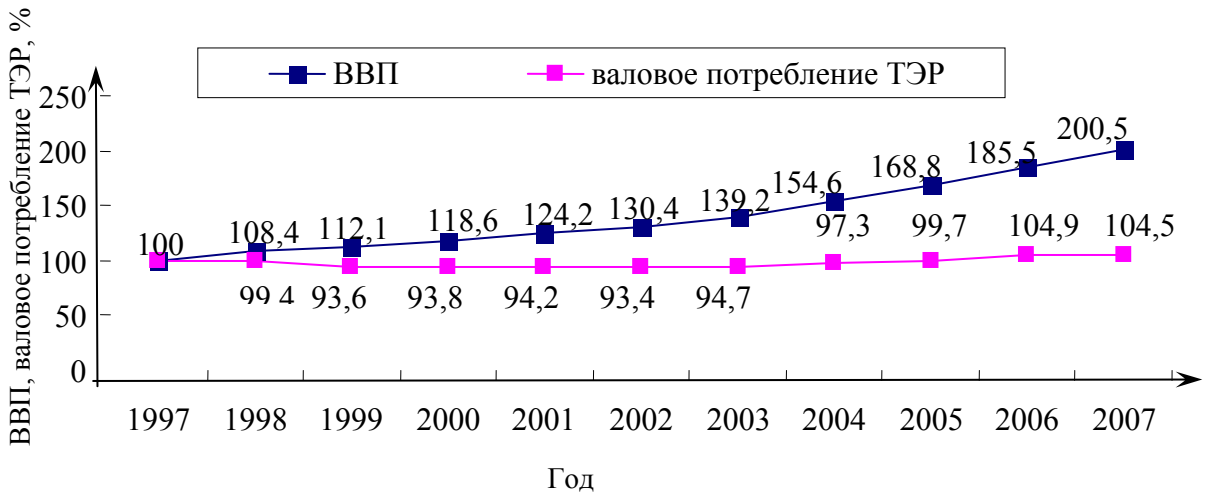

Рис. 1. Динамика ВВП и валового потребления ТЭР республикой

Из рис. 1 видно, что с 1997 по 2007 гг. наметилась тенденция роста валового потребления топливно-энергетических ресурсов в республике. Особенно резкое увеличение произошло в 2006 и 2007 гг. – соответственно 104,9 и 104,5 %. Это вызвано ростом валового внутреннего продукта. Так, в 2007 г. темп роста ВВП составил 200,5 %, что в 2 раза больше, чем в 1997 г.

Основным показателем, характеризующим использование ТЭР на мак-

роуровне, является энергоемкость ВВП (рис. 2) [4, с. 8].

Опережающий темп роста ВВП по сравнению с темпом роста валового потребления ТЭР на протяжении анализируемого периода обусловил снижение энергоемкости ВВП в среднем на 5–7 %. Энергоемкость ВВП за 10 лет снизилась на 47,9 %, или в 2 раза, что свидетельствует о повышении эффективности использования ТЭР на уровне республики.

Анализ энергоемкости ВВП по странам мира представлен в табл. 1 [1].

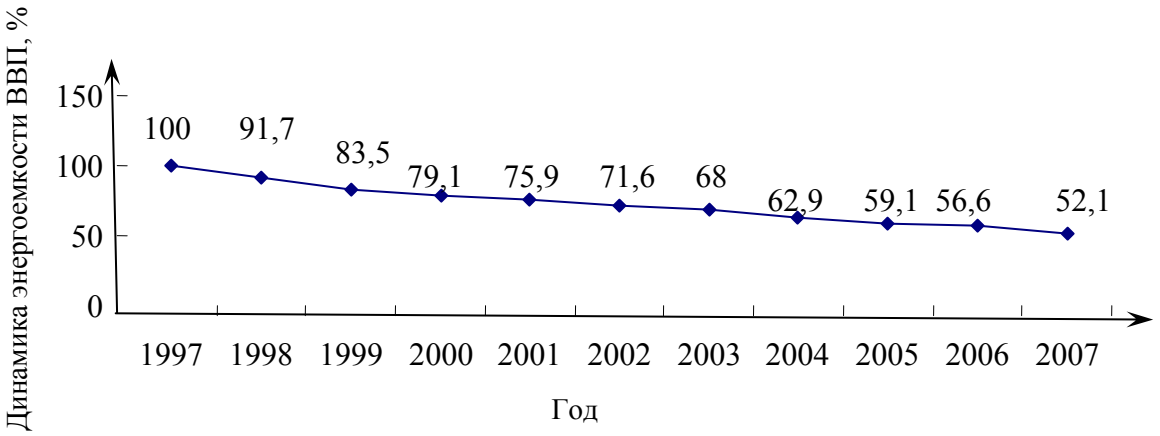

Рис. 2. Динамика энергоемкости ВВП

Табл.1. Энергоемкость ВВП (тонн нефтяного эквивалента)

В тыс. долл. США

Страна	2002 г.	2005 г.
Украина	0,62	0,512
Россия	0,59	0,493
Беларусь	0,51	0,374–0,383
Литва	0,27	0,443
Польша	0,24	0,192
Германия	0,18	0,18
Франция	0,18	0,18
Великобритания	0,165	0,151
Италия	0,13	0,13

Сравнительный анализ энергоемкости ВВП (см. табл. 1) показывает, что в 2005 г. в Республике Беларусь она составила 0,37 т нефтяного эквивалента на единицу ВВП. Что ниже, чем в России и в Украине на 33–38 %, но в 2–3 раза выше, чем в экономически развитых странах Евросоюза – Великобритании, Германии, Италии, Франции.

На относительно высокую энергоемкость ВВП Республики Беларусь влияет недостаточный технический и технологический уровни производства, а также рост цен на энергоресурсы.

Экономика республики базируется преимущественно на импортируемых энергетических ресурсах (ЭР), но в связи с огромными затратами на приобре-

тение топливно-энергетических ресурсов за пределами нашего государства в последние годы местные виды топлива стали использоваться более бережно, рационально и в больших объемах.

Информация о странах-импортерах топливно-энергетических ресурсов представлена в табл. 2.

Табл. 2. Страны-импортеры ТЭР

Страна-импортер	Объем ТЭР	
	млн т у т	%
Россия	28,4	98,4
Литва	0,29	1,0
Украина, Польша, Казахстан	0,21	0,6
Итого	28,9	100

Как показывают данные, в общем объеме импорта доля России максимальна, и составляет 98,4 %, Литвы – 1 %, прочих (Украины, Польши, Казахстана) – 0,6 % (см. табл. 2), т. е. основным поставщиком энергоресурсов для Беларуси является Россия. Это имеет свои преимущества и недостатки. Среди преимуществ – территориальная близость государств, более низкие цены по сравнению с третьими странами.

Основным недостатком выступает отсутствие гарантии в поставках энергоресурсов по причине нестабильности цен у российских поставщиков.

Особое влияние дефицит топливно-энергетических ресурсов оказывает на промышленное производство, так как именно здесь потребляется более 30 % всей суммарной их величины (рис. 3).

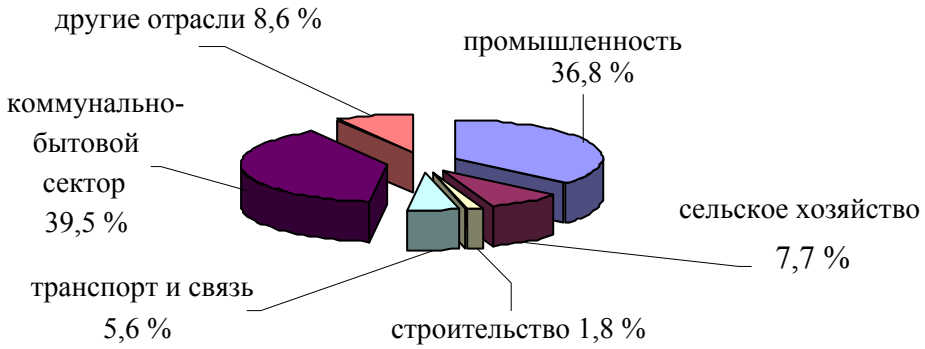

Рис. 3. Структура потребления ТЭР отраслями народного хозяйства

Из рис. 3 видно, что в структуре потребления ТЭР наибольшая доля приходится на коммунально-бытовой сектор – 39,5 %, затем промышленность – 36,8 %, другие отрасли – 8,6 %, транспорт и связь – 5,6 % и строительство – 1,8 %.

Потребление ТЭР по отраслям промышленности представлено на рис. 4.

В промышленности республики (см. рис. 3) наиболее энергоемкими отраслями являются нефтехимическая (33 %), топливная (20 %), машиностроение (17 %) и промышленность строительных материалов (12 %).

Это делает необходимым поиск, разработку и внедрение мер, направленных на эффективное использование энергетических ресурсов в данной отрасли, что может быть достигнуто путем внедрения энергосберегающих технологий, реализация которых требует привлечения в промышленность значительных средств. Поэтому актуальными становятся направления экономического характера, способствующие реализации имеющихся резервов рационального использования энергоресурсов на промышленных предприятиях.

На основе критического изучения существующих в литературе перечня и классификаций экономических факторов, влияющих на энергопотребление машиностроительных предприятий, автором разработана система экономических факторов, которые выступают в качестве предмета исследования в контексте поставленной цели (рис. 5).

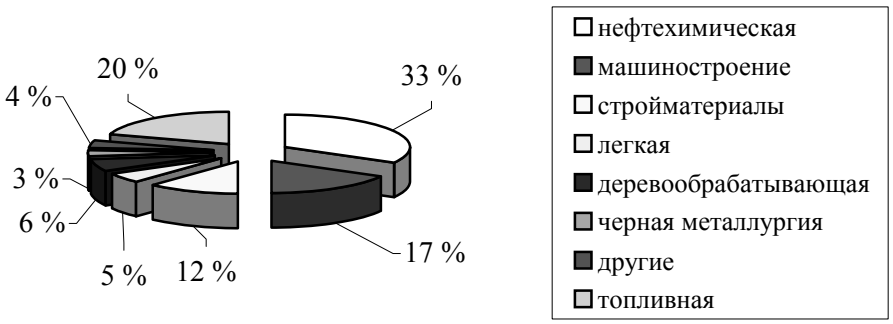

Рис. 4. Потребление ТЭР по отраслям промышленности

Эта система позволит облегчить выявление и изучение факторов, способствующих повышению эффективности энергопотребления, т. к. они разделены на внутренние и внешние.

Внутренние факторы определяются деятельностью управленческого персонала предприятия, а внешние обусловлены изменениями внешней среды.

Представленная классификация позволит:

– анализировать возможности управления уровнем энергопотребления;

– формировать информационную базу для принятия управленческих решений с учетом возможного проявления факторов;

– изыскивать способы предотвращения проявления внутренних факторов, определяющих максимальный уровень энергопотребления.

Таким образом, на эффективность потребления ТЭР оказывает влияние большое число экономических факторов. С целью снижения энергоемкости продукции машиностроения возникает необходимость их проранжировать, что позволит выявить наиболее важные из них, т. е. те, которые на предприятии в первую очередь приведут к наибольшему экономическому эффекту в короткие сроки.

В связи с тем, что не все факторы имеют количественную характеристику, предлагается использовать метод экспертных оценок.

Для сбора информации применялись опросные листы. В качестве экспертов привлекались высококвалифицированные специалисты РПУП БелАЗ – МоАЗ им. С. М. Кирова и ученые Белорусско-Российского университета, имеющие большой практический опыт в исследуемой области.

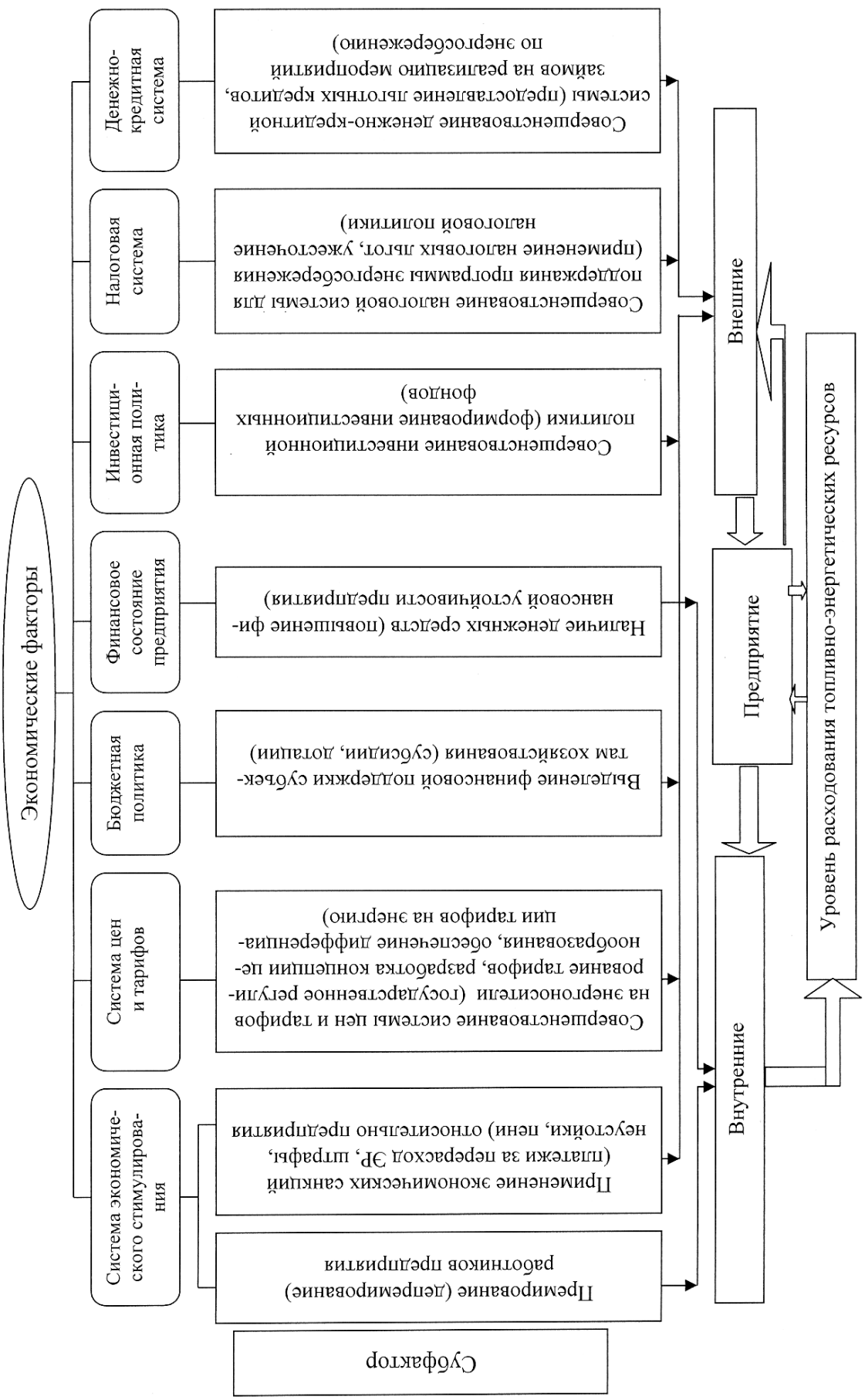

Рис. 5. Схема воздействия экономических факторов на уровень расходования топливно-энергетических ресурсов

Результаты обрабатывались следующим образом. Оценки, полученные в результате опроса экспертов, сводились в матрицу оценок. При наличии в оценках эксперта совпавших рангов его оценки преобразовывались. Полученные данные записывались в виде преобразованной матрицы рангов. Затем для каждого субфактора подсчитывалась сумма рангов, отклонения от средней суммы рангов и квадрат отклонений [2].

Степень согласованности мнений экспертов находилась с помощью расчета коэффициента конкордации

$$W = \frac{S}{\left(\frac{m^2 \cdot (n^3 - n)}{12}\right) - m \cdot \sum_{j=1}^{m} T}, \quad (1)$$

где S – сумма квадратов отклонений суммы рангов от их средней величины; m – количество экспертов; T_j – показатель связанных рангов:

$$T_j = \sum_{k=1}^{H_j} (h_k^3 - h_k), \quad (2)$$

где H_j – число групп одинаковых рангов по оценкам i-го эксперта; h_k – число равных рангов в k-й группе при ранжировке i-м экспертом.

Для оценки значимости W рассчитывался критерий согласия Пирсона

$$\chi^2 = \frac{S}{\frac{m \cdot n(n+1)}{12} - \frac{1}{n-1} \cdot \sum_{j=1}^{m} T_j}. \quad (3)$$

Коэффициент конкордации по рассматриваемым экономическим факторам составил 0,678, а критерий согласия Пирсона – 52,91.

Для числа степеней свободы $\nu = 6$ и 5-процентного уровня значимости $\chi^2_{табл} = 12{,}59$. Так как 12,59 < 52,91, то с вероятностью более 95 % можно утверждать о существовании определенной согласованности в оценках экспертов.

Результаты опроса экспертов, полученные при обработке анкет с рассчитанным весовым коэффициентом, представлены в табл. 3.

Табл. 3. Факторы, влияющие на уровень энергопотребления в деятельности машиностроительного предприятия

Экономический фактор	Весовой коэффициент $B_к$	Место фактора
Система экономического стимулирования	0,163	III
Система цен и тарифов	0,231	I
Бюджетная политика	0,163	III
Финансовое состояние предприятия	0,116	IV
Инвестиционная политика	0,184	II
Налоговая система	0,079	V
Денежно-кредитная система	0,054	VI
Итого	1,0	–

Весовой коэффициент указывает оценку относительной роли данного фактора среди экономических факторов снижения энергоемкости продукции. При этом сумма весовых коэффициентов для факторов равна 1.

Наиболее значимыми экономическими факторами, по мнению экспертов, являются «система цен и тарифов», (удельный вес фактора – 23,1 %), «инвестиционная политика» (18,4 %) и такие факторы, как «система экономического

стимулирования» и «бюджетная политика» (16,3 %), а наименее значимым отмечен такой, как «денежно-кредитная система».

Использование экономических факторов в управлении энергоемкостью продукции является, на наш взгляд, одним из стратегически важных направлений управленческой деятельности предприятия в целом, от которого зависит уровень энергопотребления.

Как было отмечено ранее, внешние факторы не зависят от деятельности предприятия, поэтому предполагать снижение энергоемкости продукции по причине их изменения субъект хозяйствования может только с позиций прогноза, на основе данных об изменении внешней среды.

Использование же внутренних организационно-экономических факторов в управлении энергоемкостью продукции зависит от деятельности предприятия, т. е. субъект хозяйствования самостоятельно принимает решение о целесообразности применения тех или иных внутренних факторов в определенный период времени и тем самым планирует снижение уровня энергопотребления.

И только лишь по окончании отчетного периода у субъекта хозяйствования появляется возможность оценить использование внешних и внутренних факторов при решении данной проблемы.

Поэтому важным аспектом применения факторов в управлении энергоемкостью продукции становится разработка системы показателей, характеризующей использование факторов со стороны государства и руководства предприятия (табл. 4), позволяющей:

– предприятиям самостоятельно провести количественный анализ использования факторов;

– выявить факторы, используемые в управлении энергоемкостью продукции.

Табл. 4. Система показателей, характеризующих использование экономических факторов в управлении энергоемкостью продукции

Фактор	Показатель	Расчетная формула	Расшифровка показателя
Система экономического стимулирования	Коэффициент премирования	$К_{ПР} = \frac{Р_{ПР}}{ФЗП}$	$Р_{ПР}$ – размер премий за экономию ТЭР; ФЗП – фонд заработной платы
	Коэффициент материальной ответственности	$К_{ДП} = 1 - \frac{Р_{ВЗ}}{ФЗП}$	$Р_{ВЗ}$ – размер взысканий за нерациональное использование энергоресурсов
	Коэффициент экономических санкций	$К_{ЭК.С} = 1 - \frac{Рс}{П_{ТЭР}}$	Рс – размер санкций за перерасход ТЭР; $П_{ТЭР}$ – потребление ТЭР
Система цен и тарифов	Коэффициент совершенствования системы цен и тарифов	$К_{Ц.Т} = 1 - \frac{Ш_{Ц.Т}}{З_{Ц.Т}}$	$Ш_{Ц.Т}$ – размер штрафа за неверно установленную цену (тариф); $З_{Ц.Т}$ – затраты на совершенствование системы цен и тарифов
Бюджетная политика	Коэффициент финансирования	$К_{Ф} = \frac{Р_{Ф}}{П_{ТЭР}}$	$Р_{Ф}$ – размер финансирования
Финансовое состояние предприятия	Коэффициент текущей ликвидности	$К_{ТЛ} = \frac{ОА}{КО}$	ОА – оборотные активы; КО – краткосрочные обязательства
Инвестиционная политика	Коэффициент эффективности инвестиционной политики в сфере энергосбережения	$К_{ИН.П} = \frac{Э_{ТЭР.ин.п}}{Р_{ИН}}$	$Э_{ТЭР.ин.п}$ – экономия ТЭР от совершенствования инвестиционной политики; $Р_{ИН}$ – размер инвестиций
Налоговая система	Коэффициент совершенствования налоговой системы	$К_{Н.С} = \frac{Р_{Н.Л}}{П_{ТЭР}}$	$Р_{Н.Л.}$ – размер целевых налоговых льгот, р.
Денежно-кредитная система	Коэффициент кредитования мероприятий по экономии ТЭР	$К_{Д.С} = \frac{П_{ТЭР1} - П_{ТЭР0}}{Р_{КР}}$	$Р_{КР}$ – размер кредита

Таким образом, предложенные экономические аспекты (система экономических факторов и показателей) снижения энергоемкости продукции позволят предприятиям:

1) выявлять причины возникновения высокого уровня энергопотребления;

2) анализировать возможности управления уровнем потребления ТЭР;

3) формировать информационную базу для принятия управленческих решений с учетом возможного проявления факторов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Полоник, С. С.** Грозит ли Беларуси энергетический кризис? / С. С. Полоник // Экономический бюллетень НИЭИ М-ва экономики Респ. Беларусь. – 2007. – № 8. – С. 6–13.

2. **Похабов, В. И.** Экономико-математические методы и модели (Практикум) : учеб. пособие / В. И. Похабов, Д. Г. Антипенко, М. Н. Гриневич. – Минск : БНТУ, 2003. – 130 с.

3. **Сидорский, С.** Через экономию ресурсов – к росту экономики и благосостояния людей / С. Сидорский // Экономика Беларуси. – 2007. – № 3 (12). – С. 6–13.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 18.12.2008

T. V. Romankova, M. N. Grinevich
Economic factors of power intensity decrease of mechanical engineering production

The analysis of fuel-energy resources consumption in the Republic of Belarus has been made. The system of economic factors influencing the decrease of fuel-energy resources consumption has been proposed. Their ranking according to the importance of their usage in the management of power intensity of mechanical engineering production has been made. The system of indices defining the usage of analyzed factors in effective power intensity management has been worked out.

УДК 330

А. А. Шамаев, канд. экон. наук, доц.

МОДЕЛИРОВАНИЕ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ДОХОДА НА УРОВНЕ ХОЗЯЙСТВУЮЩЕГО СУБЪЕКТА

Повышение эффективности и интенсивности труда на предприятии (фирме) требует разработки системы мотивационных рычагов. Решение этой проблемы может быть достигнуто путём установления зависимости между конечными результатами производства и оплатой труда работников. Методологическое положение о тесной связи оплаты труда с результатами производственно-финансовой деятельности предприятия не вызывает полемики, проблемой выступает методика учёта показателей при определении вклада работников и, соответственно, фонда денежной оплаты труда.

Распределение материальных благ в национальной экономике, опосредованное денежным эквивалентом, есть функция производственного процесса и результативности совместного труда в виде созданных материальных благ, которые должны поступать в потребление. Распределение, предшествующее потреблению, отражает и строится прежде всего по результатам производства, т. е. функции производственного процесса.

Функция производственного процесса может быть представлена в виде

$$f = (T, П_т, Э_т),$$

где Т – количество труда; $П_т$ – производительность (выработка) труда; $Э_т$ – эффективность трудового процесса (производства), которая может быть отражена материалоемкостью, фондоотдачей или фондоемкостью, энергоемкостью, прибыльностью, рентабельностью и другими показателями, характеризующими результаты производства.

Этот подход должен быть положен в основу функционального или первичного распределения полученного дохода предприятием (фирмой) между своими работниками. Таким образом, распределение дохода хозяйствующего субъекта между его работниками предполагает установление равновесной цены рабочей силы, с одной стороны, и соответствия дохода каждого работника с его эффективностью труда в производственном процессе, с другой стороны.

Распределительные отношения в рыночной экономике по своему социально-экономическому содержанию базируются на отношениях, возникающих в процессе производства, обмена и присвоения. Эти отношения реализуются при определении соответствующей доли созданного продукта каждому участнику, т. е. величины оплаты труда. В данном случае речь идет не обо всей системе распределительных отношений, а только о той ее части, которая связана с оплатой труда и затратами в производстве продукции и при оказании услуг. Оплата труда должна производиться не только в зависимости от трудовых затрат, но и от результативности и эффективности самого труда. В связи с этим в основу организации оплаты труда должны быть положены принципы, которые наиболее полно смогут реализовать функции заработной платы. Эти принципы можно объединить в следующие группы.

Первая группа – оплата труда:

– должна выступать в качестве основного источника, за счет которого удовлетворяются жизненные потребности и воспроизводство рабочей силы;

– должна находиться в единстве критериев для работников, участвующих в распределении.

Вторая группа – принципы специфические:

– средство измерения затрат живого труда;

– формирование платежеспособности работника;

– стимулирование повышения эффективности труда и производства;

– отражение вклада работника в достигнутых результатах работы предприятия (фирмы).

Третья группа – социальная:

– укрепление у работников интереса к труду и потребности в нем;

– развитие интереса к творчеству;

– развитие коллективизма и творческого сотрудничества;

– средство социального выражения и социальной справедливости.

Наиболее существенные тенденции в распределительных отношениях – это определение и установление соответствия оплаты труда с его затратами и эффективностью. Управлять этими процессами можно лишь при создании механизма реализации функций на определенных принципах, влияющих на формирование системы оплаты труда. Основополагающие принципы определения величины (размера) оплаты труда следующие:

– установление единой меры на основе количества и качества труда;

– трудовой вклад, отражающий результативность труда;

– стимулирование повышения эффективности производства на основе использования интенсивных фактов.

Есть авторы, которые к принципам относят «предоставление предприятиям максимальной самостоятельности в вопросах организации и оплаты труда» [1]. Этот принцип отражает не столько распределительные отношения, сколько правовые отношения хозяйствующих субъектов. Тем более, что в условиях рыночных отношений этот процесс или норма тесным образом связана с реализацией продукции и производственно-хозяйственной деятельностью субъекта.

Оплата труда на предприятии имеет две ступени, т. е. на уровне предприятия определяется величина фонда оплаты труда всего коллектива, затем он распределяется между внутренними подразделениями, а уже после этого оплата труда определяется для каждого в отдельности – индивидуального члена трудового коллектива. В общем виде такую систему оплаты труда на предприятии можно представить последовательно следующим образом: после реализации продукции у предприятия создаётся фонд оплаты труда коллектива, затем определяют размер фонда и каждого внутреннего подразделения, а в последнюю очередь рассчитывается величина заработной платы отдельного работника. В практике на предприятиях заработная плата работников структурно состоит из двух частей: первая часть определяется на основе, которая гарантирует минимальный уровень оплаты труда, вторая – премия. Соотношение между этими частями подвижно, оно зависит от квалификации и вклада работника в итоговые результаты производственно-хозяйственной и финансовой деятельности коллектива. Но, кроме экономической составляющей, в этом процессе проявляется и проводится социальная политика государства в области оплаты труда.

На микроуровне проблема заработной платы детерминируется с результатами труда по количеству и эффективности. При этом возникает проблема совместимости трудно совместимых показателей, характеризующих результативность труда. Но это возможно при использовании интегральных подходов в его оценке. При разработке методики интегральной оценки результатов труда необходимо учитывать не только количество производимой продукции, затраченное время и использование ресурсов в производстве продукции, но и её качество. В общем виде интегральный коэффициент может быть рассчитан путём определения не на основе абсолютных величин, а относительных, т. е. путём расчёта по каждому критерию или набору показателей, набору коэффициентов, которые и будут формировать (определять) индивидуальные интегральные коэффициенты.

Методика включает ряд последовательных шагов:

– определиться с показателями, которые характеризуют производственно-хозяйственную деятельность подразделения и могут быть такими:

а) товарная (реализованная) продукция;

б) использование ресурсов (себестоимость, затраты на 1 р. производимой продукции и т. п.);

в) выработка продукции на одного работника (производительность труда);

г) фондоотдача (фондоёмкость продукции);

– разделить структурные подразделения на предприятии по совместимости и однотипности;

– рассчитать интегральный норматив по каждому подразделению.

Суть использования интегрального норматива в распределительных отношениях на предприятии между его структурно-производственными подразделениями состоит в следующем:

1) при определении фонда заработной платы коллектива внутреннего подразделения руководствуются вкладом этого подразделения в количественные и качественные показатели предприятия в целом;

2) для каждого подразделения определяют сумму его фонда заработной платы (фонда оплаты труда), используя интегральные коэффициенты, которые отражают вклад в общие результаты предприятия (объём реализованной продукции, ассортиментный план, себестоимость продукции или затраты на 1 р. товарной продукции, качество продукции, производительность труда, рентабельность продукции (производства), экспорт-импорт и другие показатели), т. е. принимаются в расчет те показатели, на которые непосредственно оказывает влияние (на их величину) данное подразделение;

3) на основе экономической характеристики результатов производственно-хозяйственной деятельности подразделения рассчитывается интегральный коэффициент, а с его помощью рассчитывается доля в общем фонде заработной платы предприятия (фирмы) каждого подразделения, т. е. на основе установленного вклада в результаты в целом предприятия;

4) данный интегральный подход в распределении общего фонда заработной оплаты предприятия между его внутренними структурными единицами обеспечивает сбалансированность заработной платы.

На виртуальном примере проиллюстрируем вышеназванные принципы формирования денежных фондов оплаты труда по пяти цехам предприятия (табл. 1) и выполнение прогноза по товарной продукции и другим показателям подразделений (цехов) и предприятия в целом.

Устанавливаем в нашем примере норматив 0,15 от товарной продукции для начисления фонда оплаты труда (ФОТ) по предприятию и цехам и получаем следующие результаты:

1) фонд денежной оплаты труда по предприятию составит для прогноза – $4000{,}0 \cdot 0{,}15 = 600{,}0$ у. е., а для факта – $4250{,}0 \cdot 0{,}15 = 637{,}5$ у. е.;

2) фонд оплаты труда по пяти целым предприятия по твёрдому нормативу 0,15 составит в цеху № 1 – 120,0 у. е.; цеху № 2 – 180,0 у. е.; цеху № 3 – 75,0 у. е.; цеху № 4 – 112,5 у. е.; цеху № 5 – 112,5 у. е. Это прогнозируемый объём фонда, а фактический его размер будет составлять в цеху № 1 – 121,5 у. е., цеху № 2 – 178,5 у. е., цеху № 3 – 90,0 у. е., цеху № 4 – 120,0 у. е. и цеху № 5 – 127,5 у. е.

По данным табл. 1 произведем расчёт интегральных коэффициентов, т. е. по каждому цеху на основе прогноза (базы) и фактического выполнения этих показателей. Интегральный коэффициент по цехам определяется как вклад в общие результаты предприятия. Величина интегрального норматива отражает вклад подразделения (цеха) в общие результаты предприятия за соот-

ветствующий период деятельности. А формула интегрального норматива расчёта фонда оплаты труда строится по следующей закономерности:

– первоначально определяют удельный вес каждого показателя в показателе предприятия;

– суммируют конкретные коэффициенты по показателям по каждому цеху;

– суммируют по всем цехам коэффициенты и получают общий коэффициент – по предприятию;

– сопоставляют индивидуальный – цеховой – коэффициент с общей суммой коэффициентов предприятия, получают интегральный норматив для начисления фонда оплаты труда по цеху.

Табл.1. Основные технико-экономические показатели по цехам и предприятию за год

Показатель		Цех № 1	Цех № 2	Цех № 3	Цех № 4	Цех № 5	Предприятие
Товарная продукция, у. е.	Прогноз	800,0	1 200,0	500,0	750,0	750,0	4 000,0
	Факт	810,0	1 190,0	600,0	800,0	850,0	4 250,0
Затраты на единицу продукции, у. е.	Прогноз	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9
	Факт	0,85	0,9	0,8	0,8	0,85	0,84
Выработка товарной продукции на одного работающего, у. е.	Прогноз	1,0	1,04	1,0	1,0	1,07	1,03
	Факт	1,01	1,03	1,2	1,07	1,21	1,09
Фондоотдача на единицу фондов, у. е.	Прогноз	1,67	1,74	1,43	1,79	1,88	1,71
	Факт	1,69	1,72	1,71	1,9	2,12	1,82
Численность работающих, чел.	Прогноз	800,0	1150	500	750	700	3900
	Факт	800,0	1150	500	750	700	3900
Основные производственные фонды, у.е.	Прогноз	480 000,0	690 000,0	350 000,0	420 000,0	400 000,0	2 340 000,0
	Факт	480 000,0	690 000,0	350 000,0	420 000,0	400 000,0	2 340 000,0

В общем виде формула расчета интегрального норматива может быть записана как

$$U_j = \frac{\sum_{i=1}^{n} \cdot \frac{K_i}{П_i}}{\sum_{j=1}^{m} \cdot \sum_{i=1}^{n} \frac{K_i}{П_i}},$$

где U – интегральный норматив цеха; Σ – сумма коэффициентов показателей по цехам; К – показатель, характеризующий деятельность цеха; П – показатель, характеризующий деятельность предприятия (его величина по сумме цехов); i – номер (название) показателя; j – номер (название) цеха.

На основе данных табл. 1 произведем расчёт и получим суммы коэффициентов по цехам (в нашем случае их пять) и их показателям, которых принято четыре. Расчёт ведётся в двух направлениях: первое – расчёт прогнозных нормативов (коэффициенты и нормативы) для прогнозных размеров фонда оплаты труда, второе – расчёт коэффициентов и нормативов для фактического фонда оплаты труда (ФОТ) (табл. 2). Рассчитывается фонд оплаты труда также по нормативу 0,15, результаты внесёны в табл. 3, где отражены ФОТ по предприятию в целом и его цехах как по нормативу 0,15, так и по интегральному нормативу.

Табл. 2. Коэффициенты и интегральные нормативы по цехам предприятия

Показатель		Цех № 1	Цех № 2	Цех № 3	Цех № 4	Цех № 5	Сумма коэффициентов
Товарная продукция	Прогноз	0,2	0,3	0,125	0,1875	0,1875	1
	Факт	0,19	0,28	0,14	0,2	0,19	1
Затраты на единицу продукции	Прогноз	0,195	0,204	0,199	0,209	0,196	1
	Факт	0,183	0,187	0,217	0,219	0,194	1
Фондоотдача	Прогноз	0,196	0,204	0,168	0,221	0,211	1
	Факт	0,185	0,188	0,187	0,232	0,208	1
Прибыль	Прогноз	0,2	0,3	0,125	0,1875	0,1875	1
	Факт	0,1844	0,1806	0,1821	0,2709	0,1820	1
Сумма коэффициентов	Прогноз	0,791	1,008	0,614	0,805	0,782	4,0
	Факт	0,758	0,8356	0,7261	0,9219	0,774	4,0156
Интегральный норматив	Прогноз	0,1978	0,252	0,1535	0,2012	0,1955	1
	Факт	0,1888	0,2081	0,1808	0,2296	0,1927	1

Табл. 3. Фонд оплаты труда по цехам и предприятию по интегральному коэффициенту и нормативному методу

Номер цеха	Фонд денежной оплаты труда					
	по нормативу 0,15, у. е.		по интегральному коэффициенту, у. е.		Разность между нормативным и интегральным размерами заработной платы, у. е.	
	прогноз	факт	прогноз	факт	прогноз	факт
1	120,0	121,5	118,58	120,36	1,32	1,14
2	180,0	178,5	151,2	132,66	28,8	45,84
3	75,0	90,0	92,1	115,36	-17,1	-25,36
4	112,5	120,0	117,3	122,75	-4,8	-2,75
5	112,5	127,5	120,72	146,37	-8,22	-18,87
Итого	600,0	637,5	600,0	637,5	0	0

Сумма интегральных нормативов подразделений (цехов) предприятия должна быть равна единице. Это требование (условие) вытекает из методологии определения вклада в результаты всех цехов в конечные итоги деятельности предприятия, т. к. размер ФОТ предприятия равен сумме ФОТ по цехам, т. е. ФОТ цеха находится путём умножения фонда оплаты предприятия на интегральный норматив цеха. При этом выше определили, что ФОТ по предприятию для прогнозного варианта – 600 у. е., а для фактического – 637 у. е. По цехам ФОТ находится для прогнозного и фактического вариантов путем перемножения соответственно прогнозного ФОТ предприятия на прогнозный интегральный норматив, а фактический ФОТ определяется путем умножения фактического ФОТ по предприятию на фактический интегральный норматив цеха.

Производственно-коммерческая деятельность предприятия характеризу-

ется количественной и качественной составляющими, которые можно представить системой экономических и финансовых показателей: объём товарной (реализованной) продукции, прибыль, эффективность применения капитала и т. п. При этом следует отметить, что набор показателей должен учитывать как особенности и специфику отраслевого содержания управления, так и характеристики результатов производственно-хозяйственной деятельности субъекта.

Показатели, принимающиеся в расчет, не сопоставимы напрямую, например показатель объема производства и, допустим, фондоотдача или показатель выработки продукции на одного работающего и прибыль и другие варианты. Проблема – найти механизм сопоставления показателей и приведения их к единому, устанавливая общий показатель, учитывающий изменение и сопоставление, кроме этого, и их суммирование. Эта проблема может быть решена посредством использования интегрального подхода. На его основе можно определить интегральный норматив, который впитывает все примененные в расчете показатели. Сумма интегральных нормативов подразделения предприятия характеризует долю и вклад. На их основе определяется размер фонда оплаты труда каждого субъекта отношений. Важным в таком подходе выступает определение таких показателей, которые важны для характеристики деятельности как предприятия, так и его внутренних подразделений. Определение денежного фонда оплаты труда (его величины) может быть реализовано по нескольким вариантам.

1. Фонд денежной оплаты труда (ФДОТ) формируется на основе только интегрального норматива.

2. ФДОТ формируется по:

– оплате труда за количество продукции, за услуги и т. п., на основе прямой денежной оплаты путём использования тарифно-квалификационной системы или на основе норматива денежной оплаты труда путём установления ФОТ подразделения пропорционально установленному нормативу;

– оплате труда за качественное и эффективное использование и применение ресурсов, сырья, оборудования и т. п.

Вариант формирования ФДОТ, рассчитанный по интегральному нормативу, включает фактический размер ФОТ, стимулирует или дестимулирует тот вклад, который внёс коллектив цеха в результаты по предприятию в целом (см. табл. 3).

Расчёт фонда по интегральному нормативу отражает вклад и выполнение прогнозных показателей, которые определены для цеха. Сравнивая выполнение прогнозных показателей и фонда оплаты труда (по двум методикам), можно установить, что ФОТ по интегральному нормативу жёстко фиксирует выполнение или невыполнение прогнозных показателей и соответственно находит отражение в размере (величине) ФОТ. Это проявляется при сравнении по показателям и прибыли в подразделениях предприятия (табл. 4).

На основе интегрального норматива ФОТ сложился бы следующим образом.

Цех № 1: прогноз – 118,68 у. е., факт – 120,36 у. е. или 101,42 %.

Цех № 2: прогноз – 151,2 у. е., факт – 132,66 у. е. или 87,40 %.

Цех № 3: прогноз – 92,1 у. е., факт – 115,26 у. е. или 125,26 %.

Цех № 4: прогноз – 117,3 у. е., факт – 122,75 у. е. или 104,65 %.

Цех № 5: прогноз – 120,72 у. е., факт – 146,37 у. е. или 121,25 %.

Выполнение прогноза по предприятию по товарной продукции – 106,25 %, фонд денежной оплаты вырос на 6,25 %, а по цехам – пропорционально выполненному прогнозу по товарной продукции (см. табл. 4).

Методика расчёта ФОТ по интегральному нормативу отвечает современным требованиям и способствует чёткому установлению оплаты труда на предприятии с вкладом в экономику предприятия каждого члена коллектива.

Табл. 4. Выполнение показателей цехами предприятия

Номер цеха	Выполнение прогнозных показателей, %				Прибыль		
	по нормативу		по интегральному коэффициенту		Прогноз, у. е.	Факт, у. е.	Процент выполнения, %
	Производственная продукция	Затраты на одну товарную продукцию	Производственная продукция	Затраты на одну товарную продукцию			
1	101,25	-6,4	101,0	101,2	80,0	121,5	151,88
2	99,17	0	99,09	98,85	120,0	119,0	99,17
3	120,0	-11,11	120,0	119,58	50,0	120,0	240,0
4	105,57	-5,56	107,0	106,15	75,0	120,0	160,0
5	113,33	-6,67	113,08	112,77	75,0	175,0	233,33
Предприятие	106,25	-6,67	105,83	106,47	400,0	656,0	164,0

Предлагаемая методика формирования ФОТ по интегральному нормативу может быть адаптирована к любому производству с его спецификой и структурой управления.

Теория и практика в системе распределительных отношений в настоящее время стремятся найти оптимальный вариант при формировании оплаты труда работников с учетом их вклада в результаты производства своего предприятия или фирмы. Можно отметить два основных направления: первое – разработка бестарифной системы оплаты труда, второе – использование интегрального подхода в оценке результатов как при прогнозе, так и фактически достигнутого вклада и эффективности.

Сторонники бестарифной системы оплаты труда [2] увязывают трудовой вклад и результаты работы каждого работника с размерами его оплаты. При этой системе общий доход оплаты труда предприятия и каждого подразделения распределяется между работниками в соответствии с определенной базой (квалификацией, коэффициентом трудового участия, коэффициентом социальной значимости и др.). Общим для расчета базы является то, что эти коэффициенты показывают увеличение заработной платы данного работника по отношению к минимальной заработной плате, принятой на предприятии. Коэффициент доли заработной платы определяется на основе квалификации, коэффициента трудового участия, фактически отработанного времени, а также можно принять во внимание образовательный уровень, опыт работы, умение реализовывать свои знания и др.

Сторонники интегральной оценки эффективности рекомендуют воспользоваться методикой получения интегральной оценки на основе построения иерархии критериев, определяющих обобщенное качество объекта [3]. В основе построения интегральной оценки лежит приведение всех параметров к общей норме (базе сравнения), используя теорию нечетных множителей и лингвистических оценок экспертов степени выраженности показателя.

Распределительные отношения, особенно формирование оплаты труда, находятся под пристальным вниманием теоретиков и практиков, т. к. это сложное отношение затрагивает важную сторону в существовании общества – уровень жизни.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Экономика предприятия / Под. ред. А. И. Руденко. – Минск : Выш. шк., 1995. – 164 с.

2. Организация и планирование машиностроительного производства / Под ред. Ю. В. Скворцова, Л. А. Некрасова. – М. : Высш. шк., 2003. – 326 с.

3. **Авсянкина, Е. В.** Методика интегральной оценки эффективности экономического объекта / Е. В. Авсянкина // Новые материалы, оборудование и технологии в промышленности : материалы респ. науч.-техн. конф. аспирантов, магистрантов и студентов. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2006. – С. 13.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 12.02.2009

A. A. Shamaev
Modeling of income distribution
on the level of business entity

Rise of labour efficiency and intensity on an enterprise (firm) demands the development of the motivational leverage system. The problem can be solved by finding dependences between final results of the production and remuneration of labour of the workers. Methodological regulation about a close connection between remuneration of labour and results of production-and-financing activity of the enterprise is not disputable. The problem is in taking into account rates and how to assign the fund of monetary remuneration of labour according to them.

Редакционная коллегия

Главный редактор	Сазонов И. С.
Зам. главного редактора	Ловшенко Ф. Г.
Зам. главного редактора	Жолобов А. А.
Ответственный секретарь	Кошелева В. И.

Члены редколлегии:

Тарасик В. П.	Батяновский Э. И.	Фираго Б. И.
Ким В. А.	Лазаренков А. М.	Луковников В. И.
Берестов Е. И.	Карабанов А. М.	Новиков В. А.
Даньков А. М.	Хомченко А. В.	Редько В. П.
Пашкевич М. Ф.	Борисов В. И.	Базылев Н. И.
Куликов В. П.	Сотский А. Б.	Барановский С. И.
Семенюк С. Д.	Гапоненко С. В.	Пашкевич В. М.
Босаков С. В.	Кузнецов А. П.	

Подписано в печать 08.09.2009. Формат 60×84/8. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс. Печать трафаретная. Усл.-печ. л. 23.25. Уч.-изд. л. 20.0. Тираж 100 экз. Заказ № 590.

Издатель и полиграфическое исполнение
Государственное учреждение высшего профессионального образования
«Белорусско-Российский университет»
ЛИ № 02330/375 от 29.06.2004 г.
212000, г. Могилев, пр. Мира, 43

© ГУ ВПО «Белорусско-Российский университет», 2009