

ВЕСТНИК

Белорусско-Российского университета

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

Периодичность – 4 раза в год

1(46) 2015

СОДЕРЖАНИЕ

МАШИНОСТРОЕНИЕ

ГАЛЮЖИН А. С. Аэродинамический расчет центробежно-магнитного влагоотделителя	5
ЛУСТЕНКОВ М. Е. Оценка технических характеристик мультипликаторов на основе передач с составными промежуточными телами качения	15
СКАДОРВА А. Ф. Практическая реализация и испытания электронной системы контроля износа фрикционов коробки передач трактора «Беларус-2103».....	23
СКАДОРВА А. Ф., СТАСИЛЕВИЧ А. Г., КАРТАШЕВИЧ А. Н. Математическая модель динамики разгона гусеничного трактора с переключением передач без разрыва потока мощности	30
ТАРАСИК В. П., ПЛЯКИН Р. В. Алгоритмы автоматического переключения передач автомобиля с гидромеханической трансмиссией	38
ТАРАСИК В. П., РОМАНОВИЧ Ю. С. Исследование процесса переключения передач карьерного самосвала с гидромеханической передачей	50

ТРУСОВ И. В. Разработка прецессионного редуцирующего механизма с радиальными сферическими пальцами для привода ковшового элеватора зерносушильного комплекса	62
---	----

ПРИБОРОСТРОЕНИЕ

ЕЛИСЕЕВА М. А., МАЛОВИК К. Н. Применение теории гиперслучайных явлений для контроля ресурсоспособности сложных объектов	72
--	----

МАЛОВИК К. Н., МИРОШНИЧЕНКО А. Н. Совершенствование контроля остаточной дефектности трубопроводов АЭС	79
--	----

ЭЛЕКТРОТЕХНИКА

АВТУШЕНКО Н. А., ЛЕНЕВСКИЙ Г. С. Автоматические системы управления генерирующими мощностями энергосистемы	86
--	----

КОВАЛЬ А. С., ЕФИМЕНКО Е. В. К вопросу разработки электропривода пассажирских лифтов с регулируемой номинальной скоростью движения кабины лифта	96
--	----

СТРОИТЕЛЬСТВО. АРХИТЕКТУРА

БАБИЧ Е. М., ГАЙЧУК И. В. Исследование влияния регулирования усилий в железобетонных рамах на деформации ригеля	103
--	-----

РОМАНЮК В. В., ВАСИЛЕНКО В. Б. Деформативность конструкции перфорированного прогона Z-образного профиля в условиях косоугольного изгиба	111
--	-----

СЕМЕНЮК С. Д., ЖИЛИНСКИЙ Д. И. Соединение колонн с перекрытиями в сборных конструктивных системах жилых зданий под социальное жилье	120
--	-----

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

CONTENTS

MECHANICAL ENGINEERING

GALYUZHIN A. S. Aerodynamic calculation of centrifugal magnetic dehumidifiers	5
LUSTENKOV M. Y. Evaluation of Technical characteristics of speed multipliers based on the transmission with compound intermediate rolling elements	15
SKADORVA A. F. Practical implementation and testing of the electronic system for controlling wear of friction clutches of the «Belarus-2103» tractor gearbox	23
SKADORVA A. F., STASILEVICH A. G., KARTASHEVICH A. N. Mathematical model of the dynamics of wheeled tractor acceleration with gear shifting without breaking off the power flow	30
TARASIK V. P., PLIAKIN R. V. Algorithms for automatic gear shifting in the automobile with hydromechanical transmission.....	38
TARASIK V. P., ROMANOVICH Y. S. Study of gear shift process in quarry dump trucks with hydromechanical transmission	50
TRUSOV I. V. Development of the precession reducing mechanism with radial spherical pins for the drive of a bucket elevator of the grain drying complex.....	62

INSTRUMENT MAKINGNG

YELISEYEVA M. A., MALOVIK K. N. The application of the theory of hyperrandom phenomena to control resource pools of complex objects	72
MALOVIK K. N., MIROSHNICHENKO A. N. Improvement of residual defectiveness control of the NPP pipelines	79

ELECTRICAL ENGINEERING

AVTUSHENKO N. A., LENEVSKY G. S. Automatic systems for controlling generating capacity of the power supply system	86
--	----

KOVAL A. S., YEFIMENKA Y. V. On the development of electric drives for passenger lifts with adjustable nominal speed of the lift car motion	96
--	----

CIVIL ENGINEERING. ARCHITECTURE

BABICH E. M., HAYCHUK I. V. Study of the impact of regulation of forces in reinforced concrete frames on the crossbar deformation	103
ROMANYUK V. V., VASYLENKO V. B. Deformation state of perforated Z-type summer under slanting-bend conditions	111
SEMENIUK S. D., ZHILINSKY D. I. Joining columns and floor slabs in precast structural systems of residential buildings intended for social housing.....	120

МАШИНОСТРОЕНИЕ

УДК 621.51

А. С. Галюжин

АЭРОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ЦЕНТРОБЕЖНО-МАГНИТНОГО ВЛАГООТДЕЛИТЕЛЯ

UDC 621.51

A. S. Galyuzhin

AERODYNAMIC CALCULATION OF CENTRIFUGAL MAGNETIC DEHUMIDIFIERS

Аннотация

Приведены схемы и принцип действия центробежно-адсорбционного и центробежно-магнитного влагоотделителей, применяемых в системах кондиционирования сжатого воздуха пневмоприводов. Проанализированы причины низкой эффективности влагоотделителей центробежно-адсорбционного типа. Предложены методики расчета величины смоченного периметра винтового канала и потерь давления в данном канале.

Ключевые слова:

пневмопривод, сжатый воздух, система кондиционирования, центробежно-магнитный влагоотделитель, потери давления.

Abstract

The paper gives schemes and the principle of operation of centrifugal adsorption and centrifugal magnetic dehumidifiers used in compressed air conditioning systems of pneumatic drives. The causes of low efficiency of dehumidifiers of centrifugal adsorption type are analyzed. The procedures are offered to calculate the wetted perimeter of the helical channel and pressure losses in this channel.

Key words:

pneumatic drive, compressed air, air conditioning system, centrifugal magnetic dehumidifier, pressure losses.

На троллейбусах производства холдинга «Белкоммунмаш» в системе кондиционирования сжатого воздуха пневмопривода используется центробежно-адсорбционный влагоотделитель собственного производства [1], схема которого приведена на рис. 1. Данный влагоотделитель работает следующим образом. Сжатый воздух поступает по трубке 8, установленной по касательной снаружи на корпусе 1, в пространство

между корпусом 1 и стаканом 3 и далее движется по винтовой траектории вниз благодаря винтовой поверхности 9. Под действием центробежных сил инерции капли воды, масла и твердые частицы оседают на стенках корпуса 1 и стекают вниз. Затем воздух проходит через латунную загрузку 6, где также задерживаются твердые частицы и мелкие капли воды и масла; далее – через слой адсорбента 7, который погло-

щает несконденсированную влагу. После очистки и осушки сжатый воздух через обратный клапан 4 поступает в

рабочие ресиверы пневмопривода, а через дроссель 10 – в ресивер регенерации 11.

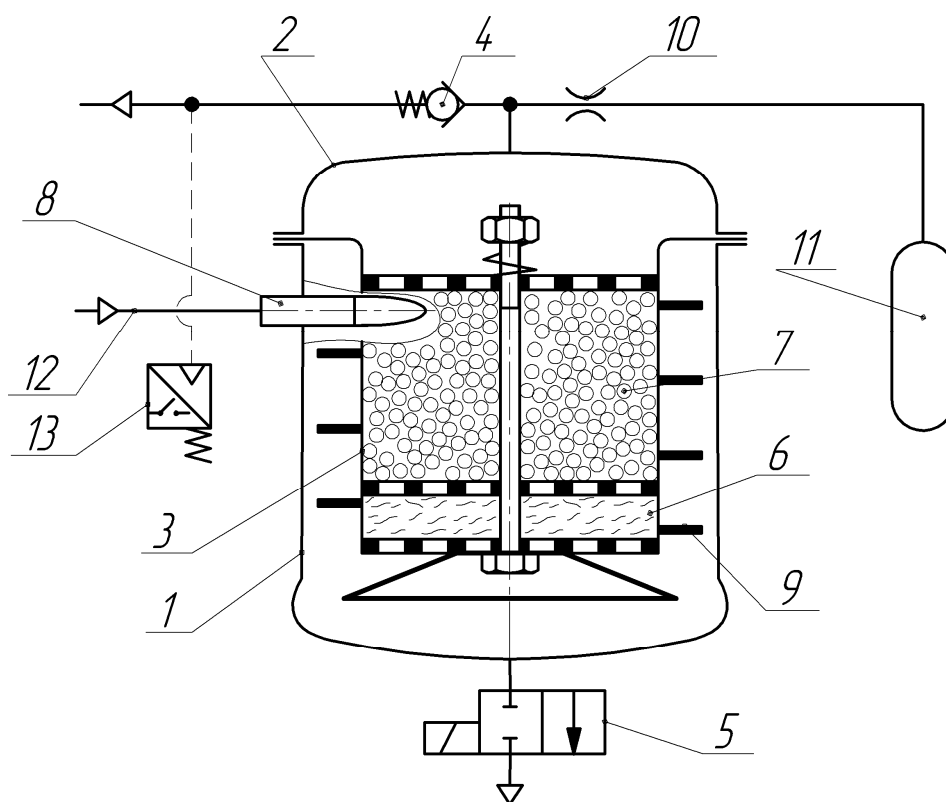


Рис. 1. Схема воздухоосушителя АКСМ 201-2302 холдинга «Белкоммунмаш»

При достижении в рабочих ресиверах верхнего предела регулирования давления срабатывает реле давления 13 и отключает электродвигатель компрессора и обмотку электромагнитного клапана 5. В результате нижняя полость корпуса 1 соединяется с атмосферой и, соответственно, давление в магистрали 12 и внутри корпуса 1 осушителя падает почти до атмосферного. Сжатый очищенный и осушенный воздух из ресивера 11 через дроссель 10 поступает в верхнюю часть корпуса 1, проходит через адсорбент 7 и латунную загрузку 6, где отбирает ранее накопленную влагу через клапан 5 и выходит в атмосферу.

Когда давление в ресиверах пневмопривода из-за расхода сжатого воздуха потребителями падает до нижнего предела, реле давления 13 включает

электродвигатель компрессора. В результате подаётся напряжение на обмотку электромагнитного клапана 5, который перекрывает сообщение внутренней полости корпуса 1 влагоотделителя с атмосферой, и цикл осушки и очистки повторяется.

Для оценки эффективности данного влагоотделителя проведены экспериментальные исследования зависимости степени осушки сжатого воздуха от пробега троллейбуса. Новый воздухоосушитель АКСМ 201-2302 был установлен на троллейбус АКСМ 201 № 38 Могилевского предприятия «Горэлектротранспорт». Через каждые 10 тыс. км пробега влагоотделитель снимался, и на стенде определялась степень осушки. Через первые 10 тыс. км пробега степень осушки снизилась с 78 до 42 %, а за

последующие 10 тыс. км пробега – до 23 %. При вскрытии влагоотделителя после первых 10 тыс. км пробега оказалось, что адсорбент мокрый. Это объясняется низкой эффективностью системы регенерации адсорбента, а также недостатками в конструкции винтовой поверхности 9.

Низкая эффективность системы регенерации адсорбента, включающая ресивер 11 и дроссель 10, объясняется следующим. Из-за теплообмена с окружающей средой температура сжатого воздуха в ресивере 11 всегда ниже температуры осушаемого сжатого воздуха во влагоотделителе. После прохождения дросселя из-за наличия эффекта Джоуля-Томсона сжатый воздух опять охлаждается [2, с. 199–201]. В результате этих охлаждений воздуха его способность к поглощению влаги из адсорбента снижается.

Недостаток в конструкции винтовой поверхности 9 в том, что зазор между этой поверхностью и корпусом 1 составляет несколько миллиметров, поэтому движение сжатого воздуха по спирали происходит только в начальный период при поступлении в пространство между корпусом 1 и стаканом 3 из трубки 8. Затем основная часть воздуха проходит через кольцевой зазор, а не движется по спирали, т. к. при движении воздуха через зазор аэродинамическое сопротивление меньше, чем при движении по винтовому каналу. Это снижает эффективность отделения конденсата в виде капель воды.

Разработанный в Белорусско-Российском университете центробежно-магнитный влагоотделитель не имеет указанных недостатков (рис. 2). Центробежно-магнитный влагоотделитель состоит из корпуса 1, в котором соосно установлен сердечник 2. На внешней поверхности сердечника 2 расположен направляющий аппарат 3, обеспечивающий движение потока сжатого воздуха по винтовой траектории. В нижней части

корпуса 1 размещена конусообразная заслонка 4, под которой находится полость 5 для сбора конденсата и пыли. Полость 5 через отверстие 6 соединена с электромагнитным клапаном 7. Снаружи на корпусе 1 установлен соленоид (цилиндрическая катушка) 8, корпус выполнен из немагнитного материала (сплава алюминия). Для предотвращения нагрева корпуса 1 соленоидом 8 используется теплоизоляционная прокладка 9. На корпусе 1 установлено устройство 10 для ионизации частиц воды в сжатом воздухе.

Влагоотделитель работает следующим образом. От компрессора сжатый воздух по трубопроводу 11 через отверстие 12 в корпусе 1 поступает в канал, образованный направляющим аппаратом 3. Для исключения возникновения местных вихрей, в которых частицы воды движутся хаотично, а центробежная сила указана произвольным образом, отверстие 12 выполнено под наклоном, равным углу подъема винтовой линии γ направляющего аппарата 3. Кроме того, вход потока сжатого воздуха в направляющий аппарат 3 происходит по касательной к винтовой линии, что также исключает появление местных вихрей.

Как правило, в потоке сжатого воздуха находятся капли воды (конденсат), образовавшиеся в результате сжатия влажного воздуха. Поэтому первоочередной задачей является удаление этих капель из потока сжатого воздуха, что реализуется путем использования центробежной силы инерции. При этом капли воды достигают внутренней вертикальной стенки корпуса 1 и стекают вниз в полость 5.

При дальнейшем движении потока сжатого воздуха по винтовой линии частицы воды, обладающие большей массой по сравнению с молекулами азота и кислорода, в большей степени приближаются к вертикальным внутренним стенкам корпуса 1.



ции также отбрасываются к внутренней стенке корпуса 1, и образовавшаяся смесь стекает вниз в полость 5.

Как уже отмечалось, магнитное поле внутри корпуса 1 создается с помощью соленоида 8, вектор магнитной индукции которого направлен вниз параллельно оси влагоотделителя и под углом $\alpha = 90^\circ - \gamma$ к вектору окружной скорости движения ионизированной частицы воды. При этом на ионизированные частицы воды, кроме центробежной силы, воздействует сила Лоренца, которая совпадает по направлению с центробежной. Радиальная сила, действующая на частицу, в этом случае возрастает в десятки раз.

С помощью направляющего аппарата 3 поток сжатого воздуха также получает нисходящее движение. После прохождения по винтовой траектории он поворачивается на 180° и поступает во внутреннее отверстие 13 сердечника 2. При этом возникает центробежная сила, действующая на оставшиеся твердые частицы, частицы воды и капли масла и направленная в сторону конусообразной заслонки 4, куда стекает смесь воды, масла и твердых частиц со стенок корпуса 1. Сила Лоренца в этом случае уменьшается до нуля, т. к. вектор скорости становится параллельным вектору магнитной индукции. Через отверстие в центре заслонки 4 упомянутая смесь стекает в полость 5, где и собирается. Благодаря такой конструкции заслонки 4 собранная смесь твердых частиц, масла и воды не захватывается вновь потоком очищенного и осушенного воздуха и не увлекается в пневмопривод.

Осушенный и очищенный сжатый воздух проходит через отверстие 13, трубопровод 14, обратный клапан 15 и поступает в основной ресивер 16. Когда давление в пневмоприводе достигает верхнего предела, то срабатывает реле давления 17 и отключает электродвигатель компрессора, обмотку соленоида и обмотку электромагнитного клапана 7. В

результате запорный элемент клапана 7 опускается вниз и полость 5 соединяется с атмосферой. Под действием давления воздуха, находящегося в корпусе 1, смесь воды, масла и твердых частиц выбрасывается наружу.

При падении давления в ресивере пневмопривода до нижнего предела из-за расхода сжатого воздуха потребителями реле давления 17 включает электродвигатель компрессора и подает напряжение на обмотку соленоида и обмотку электромагнитного клапана 7, который перекрывает сообщение внутренней полости 5 с атмосферой, и цикл осушки и очистки сжатого воздуха повторяется.

Таким образом, разработанный центробежно-магнитный влагоотделитель обладает рядом преимуществ по сравнению с известными адсорбирующими влагоотделителями: не требуется постоянная регенерация или замена адсорбента; во влагоотделителе использован всего один подвижный элемент – запорный элемент электромагнитного клапана; снижены потери энергии на преодоление гидравлических сопротивлений.

Как отмечалось выше, на первом этапе работы центробежно-магнитного влагоотделителя под воздействием центробежной силы инерции происходит удаление капель воды, образовавшихся в результате сжатия воздуха. Как известно, при одном и том же радиусе кривой r центробежная сила $F_{ц}$, действующая на каплю воды массой m , прямо пропорциональна квадрату окружной скорости V_0 . Поэтому разработчики для повышения эффективности центробежных влагоотделителей всегда стремятся увеличить скорость V_0 . Повышение скорости V_0 всегда приводит к увеличению турбулизации потока. Из молекулярно-кинетической теории газов известно, что молекулы воздуха движутся хаотично [4, с. 73–74]. Любые малые частицы размером $< 10^{-6}$ м, находящиеся в воздухе, из-за ударов молекул также

движутся хаотично (броуновское движение). Поэтому броуновское движение в сочетании с вихревым движением из-за турбулизации потока приводит к тому, что центробежная сила, действующая на капли воды небольших размеров, не всегда направлена от оси к цилиндрическому корпусу влагоотделителя. Этим объясняется низкая эффективность влагоотделителей данного типа.

В центробежно-магнитном влагоотделителе после удаления конденсата происходит облучение потока воздуха, а затем – под воздействием центробежной силы и силы Лоренца – удаление частиц воды, соизмеримых с молекулами кислорода и азота. Поэтому в данном случае необходимо такое движение частиц воды, при котором их траектории были бы параллельны оси винтового канала направляющего аппарата. К этому можно приблизиться лишь в том случае, если движение потока воздуха будет ламинарным.

Ламинарное течение имеет место при числах Рейнольдса $Re \leq Re_{кр} = 2300$ ($Re_{кр}$ – критическое число Рейнольдса) [5, с. 53–54; 6, с. 153]. Число Рейнольдса рассчитывается по формуле [7, с. 65]

$$Re = \frac{V_{cp} \cdot D}{\nu_{сж}}, \quad (1)$$

где V_{cp} – средняя скорость потока сжатого воздуха в винтовом канале, м/с; D – гидравлический диаметр винтового канала, м; $\nu_{сж}$ – кинематическая вязкость сжатого воздуха, м²/с.

Средняя скорость потока V_{cp} определяется с помощью зависимости [7, с. 71]

$$V_{cp} = \frac{Q_{сж}}{S_{вк}}, \quad (2)$$

где $Q_{сж}$ – расход сжатого воздуха, поступающего в винтовой канал, м³/с; $S_{вк}$ – площадь живого сечения винтового канала, м².

Гидравлический диаметр винтового канала [8, с. 42]

$$D = \frac{4S_{вк}}{\chi}, \quad (3)$$

где χ – смоченный периметр винтового канала, м.

Подставим значения (2) и (3) в (1). Тогда

$$\chi = \frac{4Q_{сж}}{Re \cdot \nu_{сж}}. \quad (4)$$

Очевидно, что для обеспечения ламинарного режима течения жидкости в канале необходимо, чтобы

$$\chi \geq \frac{4Q_{сж}}{Re_{кр} \cdot \nu_{сж}}. \quad (5)$$

Кинематическую вязкость сжатого воздуха $\nu_{сж}$ можно определить, используя формулу Сазерленда [5, с. 21; 9]

$$\mu_{сж} = \mu_{0сж} \frac{273 + C_v}{T_{сж} + C_v} \left(\frac{T_{сж}}{273} \right)^{1,5}, \quad (6)$$

где $\mu_{сж}$ – динамическая вязкость сжатого воздуха, Па·с; $\mu_{0сж}$ – динамическая вязкость сжатого воздуха при 0 °С; $\mu_{0сж} = 18,27 \cdot 10^{-6}$ Па·с [9]; $T_{сж}$ – температура сжатого воздуха, К; C_v – постоянная, зависящая от вида газа, для воздуха $C_v = 130,5$ [5, с. 21].

Формулу Сазерленда можно применять при давлении сжатого воздуха до 3,45 МПа в диапазоне температур от 0 до 555 К с ошибкой менее 5 % [9]. При давлении от 0 до 1 МПа эта ошибка крайне незначительна [5, с. 21]. Зная динамическую вязкость $\mu_{сж}$, можно рассчитать кинематическую вязкость сжатого воздуха $\nu_{сж}$, м²/с, по формуле [5, с. 21]

$$\nu_{сж} = \mu_{сж} / \rho_{сж}, \quad (7)$$

где $\rho_{сж}$ – плотность сжатого воздуха, кг/м³.

Поскольку сжатый воздух, поступающий на вход влагоотделителя, не достигает состояния сжижения, то для определения его плотности можно использовать уравнение Клапейрона–Мен-

делеева [5, с. 21]

$$\rho_{сж} = p_{сж} / (R \cdot T_{сж}), \quad (8)$$

где $p_{сж}$ – абсолютное давление сжатого воздуха, Па; R – газовая постоянная, для воздуха $R = 287$ Дж/(кг·К) [5, с. 21]; $T_{сж}$ – абсолютная температура сжатого воздуха, К.

Следует отметить, что для газа смоченный периметр равен периметру газохода, а в данном случае смоченный периметр будет равен периметру винтового канала в нормальном сечении.

Подставив в формулу (5) значения $v_{сж}$ и $\rho_{сж}$ из зависимостей (7) и (8), получим формулу для расчета χ , при котором будет обеспечен ламинарный режим течения сжатого воздуха в винтовом канале:

$$\chi \geq \frac{4Q_{сж} \cdot p_{сж}}{Re_{кр} \cdot \mu_{сж} \cdot R \cdot T_{сж}}. \quad (9)$$

Для оценки влияния температуры сжатого воздуха $T_{сж}$ на величину смоченного периметра χ при различных значениях расхода сжатого воздуха $Q_{сж}$ с помощью формул (6) и (9) рассчитаны зависимости $\chi = f_1(Q_{сж})$ при различных значениях $T_{сж}$ (рис. 3). При этом принимались значения $Q_{сж}$, близкие к подаче компрессора ЭК 4В-М, применяемого в пневмоприводе троллейбуса, а абсолютное давление – к начальному давлению нагнетания: $p_{сж} = 0,1$ МПа [10, с. 3]. Расчеты проведены в программном пакете Mathcad.

Анализ графиков на рис. 3 показывает, что температура сжатого воздуха $T_{сж}$ незначительно влияет на величину χ . Так, для $Q_{сж} = 5 \cdot 10^{-3}$ м³/с при изменении температуры сжатого воздуха в 5 раз смоченный периметр изменяется всего в 1,28 раза. Причем при увеличении температуры $T_{сж}$ происходит уменьшение χ , что связано с увеличением вязкости $\mu_{сж}$ при повышении $T_{сж}$. Следует также отметить, что для обеспечения ламинарного режима необходим достаточно большой смоченный

периметр χ . Так, при $Q_{сж} = 5 \cdot 10^{-3}$ м³/с и $T_{сж} = 10 \dots 50$ °С он составляет примерно 5...6 м, что сопоставимо с размерами мобильной машины, на которой используется компрессор ЭК 4В-М. Поэтому принято решение обеспечить движение воздуха в винтовом канале в другой области сопротивления – области гидравлически гладких труб, где ламинарный слой, находящийся у стенок трубы, закрывает неровности, образования и отрыв вихрей от бугорков неровностей не происходит [6, с. 173]. Максимальное число Рейнольдса в данной области $Re_{max} = 20D / \Delta_9$ (Δ_9 – абсолютная величина эквивалентной равномерно-зернистой шероховатости, м) [5, с. 69; 7, с. 91]. Если принять $\Delta_9 = 0,01$ мм, что возможно при полировании стенок канала и внутренней цилиндрической поверхности корпуса [5, с. 70–71], а величину D равной диаметру трубопровода $d_{тр}$, соединяющего компрессор с влагоотделителем (для компрессора ЭК 4В-М $D = d_{тр} = 12$ мм), то для рассматриваемого компрессора получим $Re_{max} = 24000$. Тогда минимальное значение смоченного периметра, которое рассчитывается по (6)...(9) и при котором течение сжатого воздуха будет в области гидравлически гладких труб, определится как $\chi_{min} = 44$ мм. При проектировании центробежно-магнитного влагоотделителя и необходимости учета других конструктивных факторов смоченный периметр целесообразно несколько увеличить. В этом случае Re будет снижаться, а режим течения сжатого воздуха в винтовом канале приближаться к ламинарному.

В дальнейшем при работе троллейбуса на линии давление в рабочих ресиверах поддерживается в диапазоне $0,65^{+0,02} \dots 0,76^{-0,02}$ МПа. В этом случае, используя уравнение расхода для газа [6, с. 74]

$$\rho_{сж1} \cdot Q_{сж1} = \rho_{сж2} \cdot Q_{сж2}, \quad (10)$$

а также уравнение (8), с учетом того, что $T_{сж}$ незначительно влияет на величину χ , получим объемный расход воздуха, проходящий по винтовому каналу при работе троллейбуса:

$$Q_{сж2} = \frac{Q_{сж1} \cdot P_{сж1}}{P_{сж2}}. \quad (11)$$

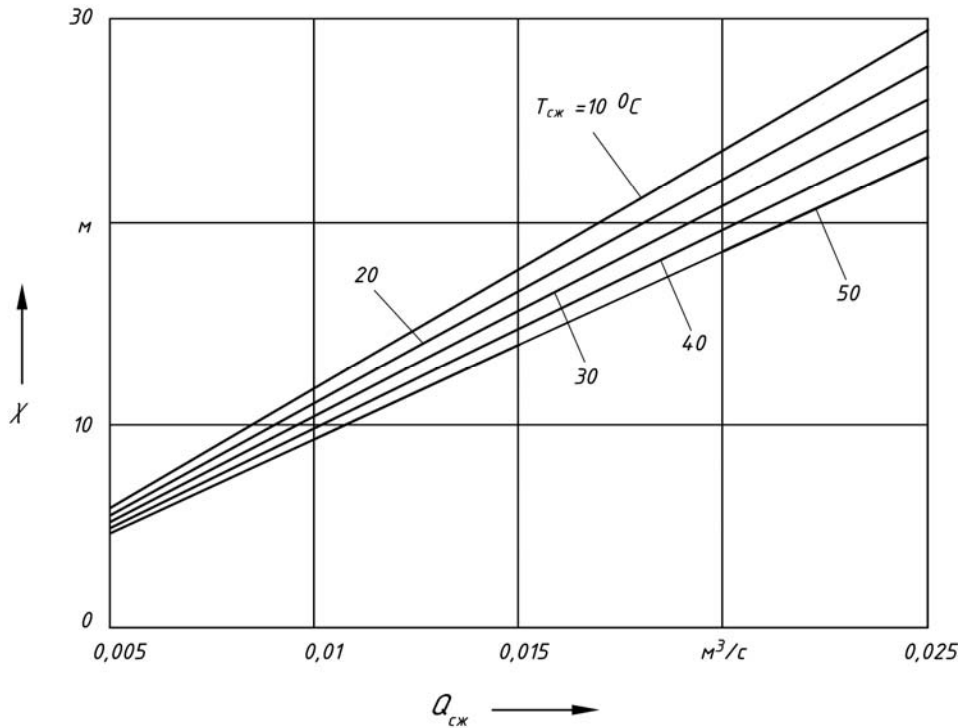


Рис. 3. Зависимость смоченного периметра винтового канала χ от расхода сжатого воздуха $Q_{сж}$ при различных значениях $T_{сж}$ и ламинарном течении сжатого воздуха

Данная методика расчета использована при конструировании центробежно-магнитного влагоотделителя. В результате удалось достичь высокой степени осушки сжатого воздуха пневмопривода – до 3-го класса чистоты по ISO 8573-1:2001.

Важным вопросом при проектировании центробежно-магнитного влагоотделителя является определение потерь давления при движении сжатого воздуха в винтовом канале, которые зависят от потерь на трение. Разность давления на входе и выходе винтового канала Δp равна потерям давления на трение. При ламинарном режиме Δp можно определить по формуле Пуазейля [6, с. 162]:

$$\Delta p = \frac{32 \nu_{сж} \cdot l_v \cdot V_{ср} \cdot \rho_{сж}}{D^2}, \quad (12)$$

где l_v – длина винтового канала, м; $\rho_{сж}$ – плотность сжатого воздуха, кг/м³.

Подставим в формулу (12) значения $V_{ср}$ из формулы (2), а вместо $S_{вк}$ – его значение из (3). Тогда

$$\begin{aligned} \Delta p &= \frac{32 \nu_{сж} \cdot l_v \cdot 4 Q_{сж} \cdot \rho_{сж}}{D^2 \cdot D \cdot \chi} = \\ &= \frac{128 \nu_{сж} \cdot l_v \cdot Q_{сж} \cdot \rho_{сж}}{D^3 \cdot \chi}. \end{aligned} \quad (13)$$

Длину винтового канала можно определить как длину винтовой линии:

$$l_v = \frac{2\pi \cdot r_{cp} \cdot n}{\cos \gamma}, \quad (14)$$

где γ – угол подъема винтовой линии (см. рис. 2), град; n – количество витков винтового канала; r_{cp} – расстояние от оси винтового канала до оси влагоотделителя по нормали, м.

С учетом (14) формула (13) примет вид:

$$\Delta p = \frac{128\pi \cdot \nu_{сж} \cdot Q_{сж} \cdot \rho_{сж} \cdot d_c \cdot n}{D^3 \cdot \chi \cdot \cos \gamma}. \quad (15)$$

При турбулентном режиме течения сжатого воздуха в области гидравлически гладких труб Δp можно определить по формуле Дарси–Вейсбаха и Блазиуса [6, с. 166; 5, с. 67]

$$\Delta p = \frac{\lambda \cdot l_v \cdot V_{cp}^2 \cdot \rho_{сж}}{2D}, \quad (16)$$

где l_v – длина винтового канала, м.

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}. \quad (17)$$

Тогда с учетом формул (1) и (17) зависимость для расчета Δp при движении сжатого воздуха в области гидравлически гладких труб примет вид:

$$\Delta p = \frac{0,1582 \nu_{сж}^{0,25} \cdot l_v \cdot V_{cp}^{1,75} \cdot \rho_{сж}}{D^{1,25}}. \quad (18)$$

В результате математического моделирования процессов движения частицы воды в силовом поле центробежно-магнитного влагоотделителя [8] определено сечение винтового канала в виде прямоугольника с размерами 17×24 мм. В этом случае $\chi = 82$ мм, $S_{вк} = 408$ мм², $D = 19,9$ мм. При таких размерах винтового канала в самом начале закачки сжатого воздуха в рабочие ресиверы на протяжении 50...52 с движение в данном канале будет ламинарным (рис. 4, линия 1). В этом случае потери давления в винтовом канале рассчитыва-

ются с помощью зависимости (15). При низких температурах окружающей среды на выходе компрессора будет наблюдаться не только объемная, но и поверхностная конденсация, т. к. температура стенок трубопровода будет отрицательной. Поэтому на данном промежутке времени будет наблюдаться выделение наибольшего количества конденсата в сжатом воздухе, что необходимо учитывать при расчетах зазора между сердечником и корпусом влагоотделителя $\Delta_в$ (см. рис. 2). В конце работы компрессора избыточное давление достигнет 0,76 МПа, и компрессор отключится.

При работе троллейбуса на линии происходит потребление сжатого воздуха пневмоприводом, избыточное давление в рабочих ресиверах падает до 0,65 МПа и компрессор опять включается. В этот момент избыточное давление во влагоотделителе и скорость движения воздуха равны нулю. При этом наблюдается рост Re от нуля до 15192 в конце цикла работы компрессора (см. рис. 4, линия 2). Числа Рейнольдса определены в соответствии с изложенной выше методикой.

Найдем верхнюю границу области гидравлически гладких труб для данных размеров винтового канала: $20D / \Delta_в = 3,98 \cdot 10^5$. Таким образом, при работе троллейбуса движение сжатого воздуха в винтовом канале будет происходить в области гидравлически гладких труб. На этом режиме потери давления в винтовом канале можно определить с помощью зависимости (18).

Данная методика расчета положена в основу аэродинамического расчета центробежно-магнитного влагоотделителя. В результате стендовых и дорожных экспериментальных исследований систем кондиционирования сжатого воздуха с штатным центробежно-абсорбционным осушителем и центробежно-магнитным влагоотделителем установлено, что значения основных показателей эффективности системы

кондиционирования сжатого воздуха пневмопривода троллейбуса (точка росы, степень осушки), использующей центробежно-магнитный влагоотделитель, на 1,8...4,9 % выше аналогичных показателей системы со штатным осушителем в начальный период эксплуатации и на 26...57 % после 10 тыс. км

пробега. Вероятность безотказной работы пневмопривода троллейбуса при установке центробежно-магнитного влагоотделителя выше, чем у пневмопривода со штатным осушителем, на 3,4...15,1 % в начальный период эксплуатации и на 25,5...27,8 % после 10 тыс. км пробега.

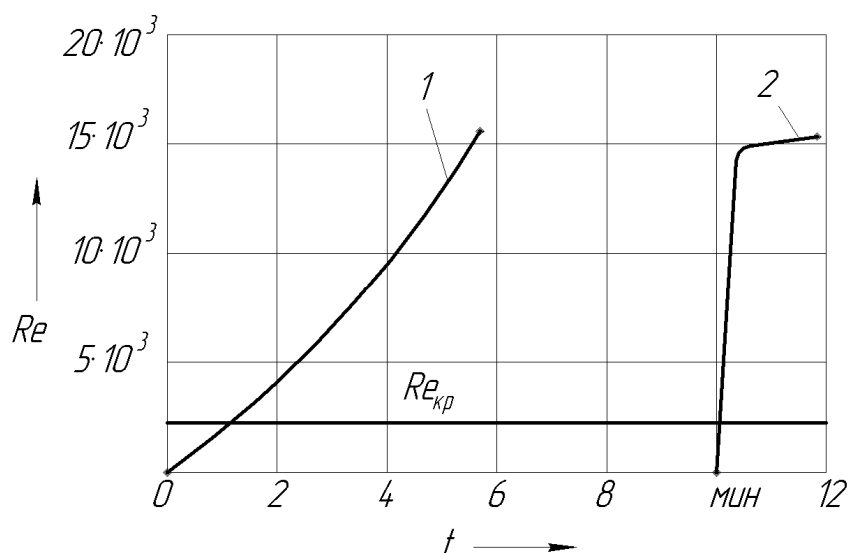


Рис. 4. Зависимость изменения числа Рейнольдса в центробежно-магнитном влагоотделителе от времени работы компрессора

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **ТУ РБ 28619445-2000.** Блок подготовки воздуха. — Минск : Белкоммунмаш, 2000. — 19 с.
2. **Нащокин, В. В.** Техническая термодинамика и теплопередача : учеб. пособие для вузов / В. В. Нащокин. — 3-е изд., испр. и доп. — М. : Высш. шк., 1980. — 469 с.
3. **Галюжин, А. С.** Осушка сжатого воздуха с помощью магнитного поля / А. С. Галюжин // Вестн. Брян. гос. техн. ун-та. — 2010. — № 1. — С. 6–9.
4. **Трофимова, Т. Н.** Курс физики : учебник для студентов вузов / Т. Н. Трофимова. — М. : Высш. шк., 1985. — 432 с.
5. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам / Я. М. Вильнер [и др.] ; под общ. ред. Б. Б. Некрасова. — Минск : Выш. шк., 1985. — 382 с.
6. **Альтшуль, А. Д.** Гидравлика и аэродинамика : учебник для студентов вузов / А. Д. Альтшуль, Л. С. Животовский, Л. П. Иванов. — М. : Стройиздат, 1987. — 414 с.
7. **Башта, Т. М.** Гидравлика, гидромашины и гидроприводы : учебник для машиностроительных вузов / Т. М. Башта, С. С. Руднев, Б. Б. Некрасов. — 2-е изд., перераб. — М. : Машиностроение, 1982. — 423 с.
8. **Галюжин, А. С.** Математическая модель движения частицы воды в силовом поле центробежно-магнитного влагоотделителя / А. С. Галюжин // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. — 2011. — № 2. — С. 13–21.

Статья сдана в редакцию 24 ноября 2014 года

Александр Сергеевич Галюжин, старший преподаватель, Белорусско-Российский университет. Тел.: 8-029-745-04-55.

Aleksandr Sergeyevich Galyuzhin, senior lecturer, Belarusian-Russian University. Phone: 8-029-745-04-55.

УДК 621.83.06

М. Е. Лустенков

ОЦЕНКА ТЕХНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК МУЛЬТИПЛИКАТОРОВ НА ОСНОВЕ ПЕРЕДАЧ С СОСТАВНЫМИ ПРОМЕЖУТОЧНЫМИ ТЕЛАМИ КАЧЕНИЯ

UDC 621.83.06

M. Y. Lustenkov

EVALUATION OF TECHNICAL CHARACTERISTICS OF SPEED MULTIPLIERS BASED ON THE TRANSMISSION WITH COMPOUND INTERMEDIATE ROLLING ELEMENTS

Аннотация

В статье рассмотрена возможность использования механической передачи с составными промежуточными телами качения в качестве мультипликатора. Определены условия заклинивания роликов. Произведена оценка эффективности использования различных кинематических схем передач по критерию максимального КПД. Установлены значения основных технических характеристик, которые могут быть достигнуты в мультипликаторах, создаваемых на основе передач с промежуточными телами качения.

Ключевые слова:

механическая передача, мультипликатор, промежуточные тела качения, кулачки, КПД.

Abstract

The article discusses the possibility of using mechanical transmission with compound intermediate rolling elements as a multiplier. The conditions for rollers jamming are determined. The assessment of the effectiveness of using different kinematic transmission schemes has been done according to the criterion of maximum efficiency. The main technical characteristics, which can be achieved in multipliers made on the basis of transmissions with intermediate rolling elements, have been determined.

Key words:

mechanical transmission, speed multiplier, intermediate rolling elements, cams, efficiency.

Введение

Мультипликатором является механизм, увеличивающий скорость вращения ведомого вала по сравнению со скоростью ведущего. Мультипликаторы находят широкое применение в ветроэнергетических установках (ВЭУ) для повышения скорости вращения вала электрогенератора с 15 до 1500 мин⁻¹ и более. К основным характеристикам данных механизмов можно отнести массогабаритные показатели, КПД и передаточное отношение.

В большинстве разрабатываемых в настоящее время ВЭУ мегаваттного класса в качестве мультипликаторного узла используется многоступенчатая (3...4 ступени) зубчатая передача [1]. При этом вес мультипликатора составляет 12...15 т, КПД – не ниже 0,97. К материалам, термообработке, точности изготовления зубчатых колес и свойствам смазки предъявляют высокие требования. Для удобства кинематического анализа в качестве основной характеристики механизма будем рассматривать

не передаточное отношение i , а коэффициент мультипликации $i_m = 1/|i|$. Для промышленных ВЭУ коэффициент мультипликации может достигать нескольких десятков и сотен, для потребительских ВЭУ (используемых на фермах и приусадебных участках) он составляет 5...7 [2].

Передачи с промежуточными телами качения (ППТК) в настоящее время не получили достаточно широкого распространения в промышленности. Однако в некоторых областях они могут успешно конкурировать с традиционными зубчатыми и червячными передачами. Их преимуществами с учетом рассматриваемой области использования являются хорошие компоновочные свойства (соосность валов, малые габариты и др.), широкие кинематические возможности, т. к. они относятся к классу передач планетарного типа, и малый осевой момент инерции (для передач с расположением центров масс тел качения на цилиндрической поверхности) [3].

Целью работы являлась оценка технических характеристик мультипликаторов, разрабатываемых на основе ППТК. Одна из основных задач исследований заключалась в установлении оптимальной кинематической схемы передачи по критерию максимального КПД.

Определение оптимальной кинематической схемы ППТК

Одноступенчатая ППТК состоит из трех основных элементов (звеньев): внутреннего кулачка с замкнутой периодической беговой дорожкой на наружной поверхности, наружного кулачка с замкнутой периодической беговой дорожкой на внутренней поверхности и сепаратора с осевыми пазами. Тела качения являются промежуточными элементами. Они перемещаются одновременно по двум беговым дорожкам и поверхностям пазов сепаратора. Каждая периодическая беговая дорожка образо-

вана двумя торцовыми кулачками. Центровые кривые кулачковых профилей представляют собой периодические замкнутые кривые с числом периодов Z_1 (для внутреннего кулачка) и Z_3 (для наружного кулачка). Эти кривые также являются траекториями движения центров масс тел качения.

Согласно теории ППТК, основные элементы передачи могут образовывать шесть кинематических схем [3], отличающихся приданием функций ведущего, ведомого и остановленного звеньев механизма различным элементам ППТК. Передаточное отношение, меньшее единицы по абсолютному значению, можно обеспечить применением двух кинематических схем (рис. 1).

Одна из этих схем (№ 2, рис. 1, а) является обращенной для планетарного механизма: сепаратор остановлен, один из кулачков является ведущим элементом, другой – ведомым. Другая схема (№ 4, рис. 1, б) предполагает ведущим сепаратор. При этом один из кулачков остановлен, другой является ведомым звеном, движение ведущего и ведомого звеньев разнонаправленное. Кинематические схемы № 5 и 3 аналогичны схемам № 2 и 4 соответственно.

В качестве тел качения в передаче используются составные ролики. Каждый ролик состоит из трех элементов (стержня и двух втулок). Каждый элемент имеет возможность вращения относительно других элементов и в процессе работы передачи контактирует с одной из деталей ППТК. Таким образом, в контакте тел качения с кулачками и сепаратором осуществляется качение без проскальзывания, что повышает КПД всего механизма.

Коэффициенты мультипликации для схем № 2 и 4 определяются по формулам

$$i_{m2} = Z_1/Z_3, \quad i_{m4} = (Z_1 + Z_3)/Z_1. \quad (1)$$

Как видно из формул (1), максимальное значение коэффициентов муль-

типликации достигается при $Z_3 = 1$, поэтому далее будем использовать это

значение, варьируя параметр Z_1 .

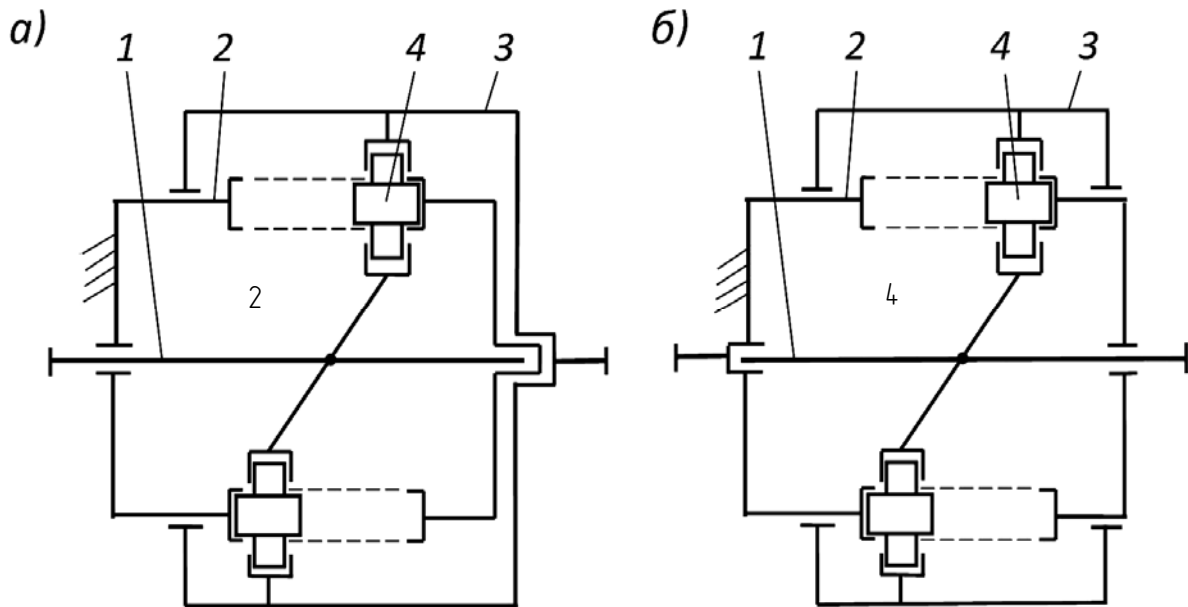


Рис. 1. Кинематические схемы ППТК, обеспечивающие мультипликацию скорости вращения: а – схема № 2; б – схема № 4

КПД передач зависит от углов подъема центровых кривых кулачковых профилей α_{m1} и α_{m3} . Для кинематических схем № 2 и 4 средний КПД передачи рассчитывается по формулам:

$$\eta_2 = \frac{i_{m2} \cdot \sin(\alpha_{m3} - \phi) \cdot \cos(\alpha_{m1} + 2 \cdot \phi)}{\sin(\alpha_{m1} + \phi) \cdot \cos(\alpha_{m3} - 2 \cdot \phi)},$$

$$\eta_4 = \frac{i_{m4} \cdot \sin(\alpha_{m3} - \phi) \cdot \cos(\alpha_{m1} + 2 \cdot \phi)}{\cos(\phi) \cdot \sin(\alpha_{m1} + \alpha_{m3})}, \quad (2)$$

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

При определении КПД по формулам (2) тело качения рассматривается как ползун, перемещающийся (скользящий) по наклонным поверхностям. Процессы качения по поверхностям беговых дорожек и пазов учитываются низкими значениями коэффициентов трения f . Также в модели силового взаимодействия радиусы наружных поверхностей элементов составного роли-

ка приняты одинаковыми. Значения коэффициентов трения в различных контактирующих парах также приняты равными. В качестве углов подъема центровых кривых кулачковых поверхностей рассматриваются их средние значения, определяемые по формуле

$$\alpha_{mj} = \arctg\left(\frac{2Z_j \cdot A}{\pi \cdot R}\right), \quad (3)$$

где j – индекс принадлежности параметра соответствующему элементу передачи ($j = 1, 3$); R – радиус средней окружности, являющийся радиусом образующей окружности цилиндрической поверхности, на которой располагаются центры масс тел качения; A – амплитуда центровых кривых.

На рис. 2 графически представлены возможности обеих схем. Наиболее рациональной схемой для создания мультипликатора является кинематическая схема № 4, т. к. при ее использовании можно получить большие значения

коэффициента мультипликации при более высоком КПД.

При вычислении КПД заданным являлся радиус $R = 40$ мм. Амплитуда центральных кривых определялась по следующей формуле:

$$A = 0,25\pi \cdot R \cdot \frac{\sqrt{2Z_1 \cdot Z_3 - f^2}}{Z_1}. \quad (4)$$

Формула (4) была получена на основе результатов оптимизации по критерию максимального КПД для передач редукторного типа и преобразована для мультипликаторов. Как видно из рис. 2, КПД механизма существенно зависит от коэффициента трения.

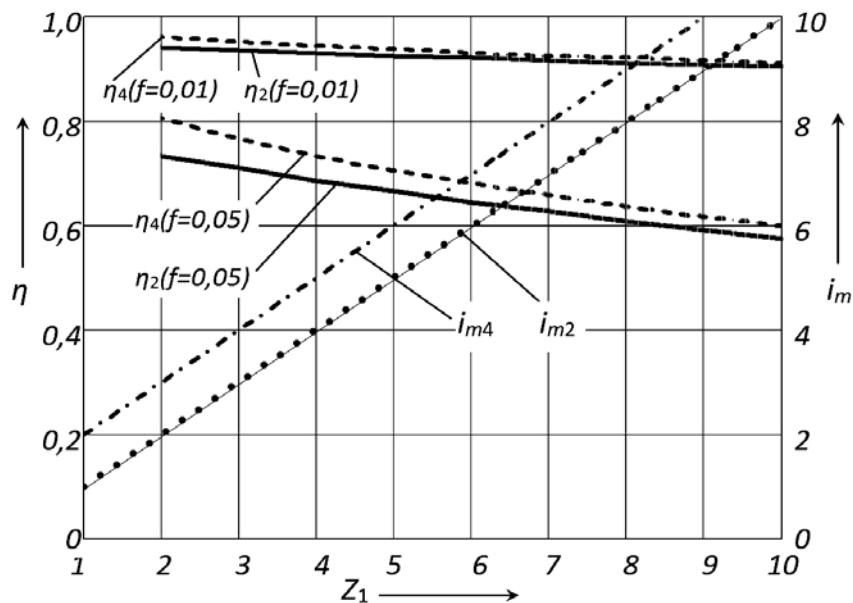


Рис. 2. График зависимости КПД η и коэффициента мультипликации i_m от числа периодов Z_1 центральной кривой

Анализ возможностей использования второй группы точек пересечения центральных кривых

Из теории ППТК [4] известно, что существуют две группы точек пересечения центральных кривых. Данные точки в модели передачи совпадают с центрами масс тел качения. Первая группа точек характеризует пересечение разноименных ветвей кривых (восходящих и нисходящих и наоборот). Рассмотрим возможности применения второй группы точек пересечения (одноименных ветвей кривых). Ранее данный вопрос не исследовался детально в связи с тем, что при использовании второй группы

точек используется меньшее количество тел качения $b_2 = |Z_1 - Z_3|$, что снижает нагрузочную способность передачи. У передач с центрами масс роликов, совпадающих с первой группой точек пересечения, $b_1 = Z_1 + Z_3$. Кроме этого, предполагалось, что условия клинового взаимодействия поверхностей передачи с телами качения для второй группы точек пересечения хуже, чем для ППТК, использующих точки пересечения кривых первой группы.

Рассмотрим применимость ППТК со второй группой точек в качестве мультипликаторной ступени, где нагрузочная способность не играет решаю-

шую роль. Передаточные отношения для шести кинематических схем определяются по табл. 1. Анализ формул, приведенных в табл. 1, позволяет сделать вывод, что наибольшие значения коэффициентов мультипликации достигаются при использовании кинематических схем № 2 и 4, как и для передач, использующих первую группу точек

пересечения. Для их сравнительного анализа необходимо рассмотреть силовое взаимодействие звеньев, характер которого будет одинаковым для схем № 2 и 4. Для определенности рассматриваем контакт тела качения и поверхностей звеньев передачи, спроектированной по кинематической схеме № 2.

Табл. 1. Формулы для определения передаточных отношений ППТК

Кинематическая схема	Ведущее звено	Ведомое звено	Остановленное звено	Формула
1	1	2	3	$(Z_1 - Z_3)/Z_1$
2	1	3	2	Z_3/Z_1
3	2	1	3	$Z_1/(Z_1 - Z_3)$
4	2	3	1	$Z_3/(Z_3 - Z_1)$
5	3	1	2	Z_1/Z_3
6	3	2	1	$(Z_3 - Z_1)/Z_3$

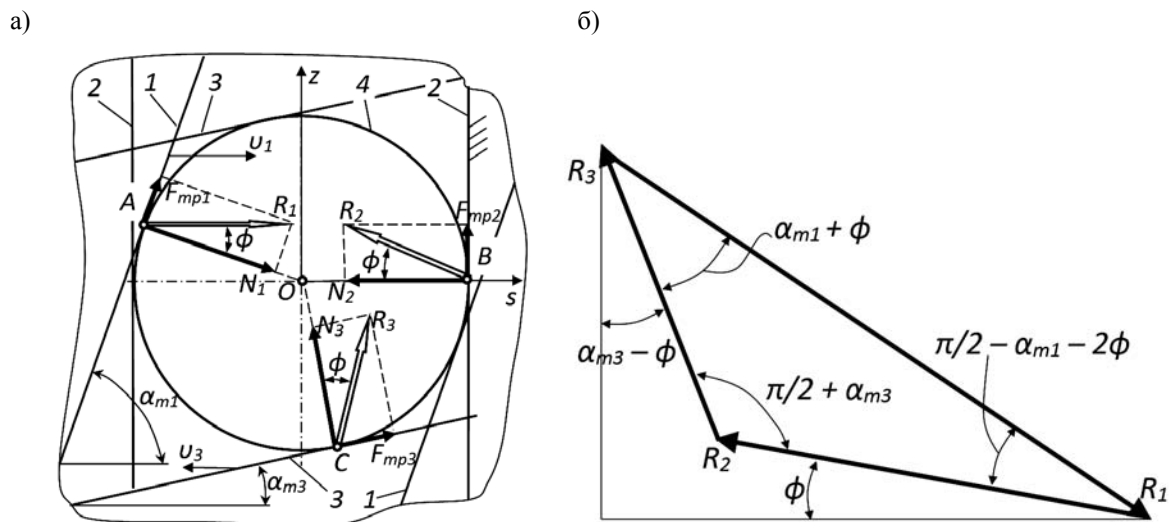


Рис. 3. К анализу силового взаимодействия звеньев передачи: а – схема взаимодействия; б – силовой треугольник; 1 – поверхность беговой дорожки внутреннего кулачка; 2 – поверхность паза сепаратора; 3 – поверхность беговой дорожки наружного кулачка; 4 – тело качения, N_j – нормальные реакции; R_j – полные реакции; F_{mpj} – силы трения скольжения

КПД определяется как отношение мощностей на ведомом и ведущем валах передачи: $\eta = P_{\text{вых}}/P_{\text{вх}}$. Мощности, в свою очередь, определяются как произведения вращающих моментов на угловые скорости $M_j \cdot \omega_j$. Отношения угловых скоростей на выходе и на входе пе-

редачи равны коэффициенту мультипликации i_m (величине, обратной передаточному отношению). Отношение моментов можно выразить через отношение проекций соответствующих реакций R_j на ось абсцисс [5]. Зависимость данных реакций определяется теоремой

синусов (рис. 3, б):

$$\frac{R_1}{\sin\left(\frac{\pi}{2} + \alpha_{m3}\right)} = \frac{R_2}{\sin(\alpha_{m1} - \alpha_{m3} + 2\phi)} = \frac{R_3}{\sin\left(\frac{\pi}{2} - \alpha_{m1} - 2\phi\right)}. \quad (5)$$

После преобразований получим выражения для определения КПД ППТК, спроектированных согласно кинематическим схемам № 2 и 4 соответственно:

$$\eta_2 = \frac{i_{m2} \cdot \sin(\alpha_{m3} - \phi) \cdot \cos(\alpha_{m1} + 2\phi)}{\sin(\alpha_{m1} + \phi) \cdot \cos(\alpha_{m3})};$$

$$\eta_4 = \frac{i_{m4} \cdot \sin(\alpha_{m3} - \phi) \cdot \cos(\alpha_{m1} + 2\phi)}{\cos(\phi) \cdot \sin(\alpha_{m1} - \alpha_{m3} + 2\phi)} \quad (6)$$

Результаты вычислений графически показаны на рис. 4. Расчеты проводились при сопоставимых параметрах передачи ($R = 40$ мм, $Z_3 = 1$, значение амплитуды было фиксировано: $A = 22$ мм).

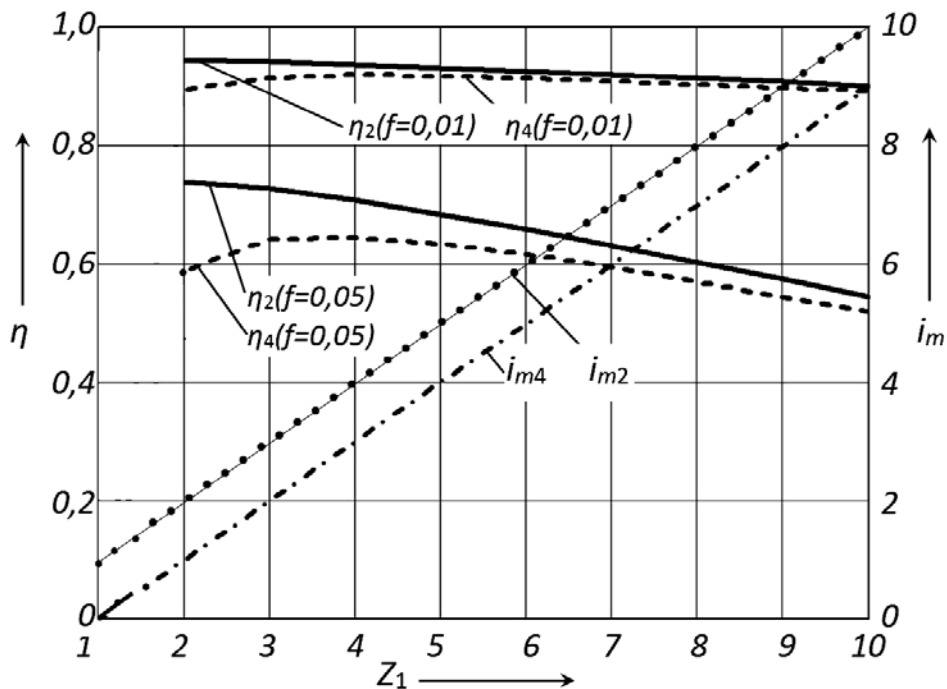


Рис. 4. График зависимости КПД η и коэффициента мультипликации i_m от числа периодов Z_1 для второй группы точек пересечения центральных кривых

Результаты свидетельствуют о том, что более перспективной в рассматриваемом случае является кинематическая схема № 2, которая дает возможность получить большие значения коэффициентов мультипликации при большем КПД. Сравнивая графики на рис. 2 и 4 можно убедиться, что использование первой группы точек пересечения кривых для создания профилей ку-

лачков мультипликаторов на базе ППТК позволяет достичь больших значений КПД и больших (на единицу) значений коэффициентов мультипликации при прочих равных условиях.

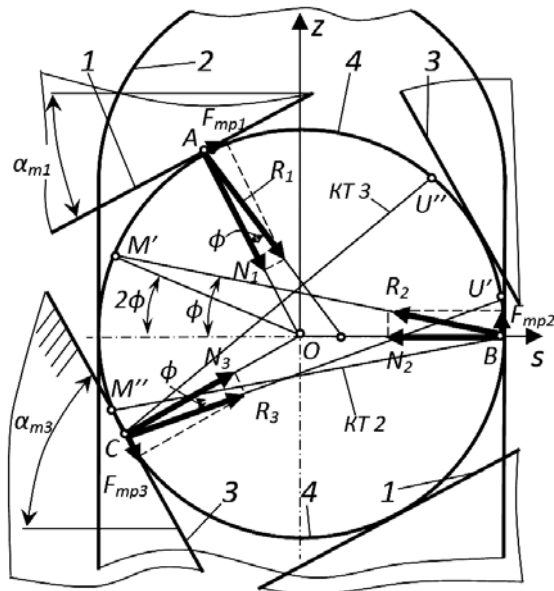
Условия заклинивания механизма

Рассмотрим первоначальную передачу, использующую первую группу точек пересечения центральных кривых,

спроектированную по первой кинематической схеме № 1. Данная схема наиболее часто используется при проектировании редукторов: ведущим является внутренний кулачок, а ведомым – сепаратор. Этим условиям будет соответствовать схема силового взаимодействия, приведенная на рис. 5, а. Ведущее звено (внутренний кулачок) с поверхностью 1 контактирует с поверхностью тела качения 4, что приводит к возникновению нормальной составляющей реакции N_1 и полной реакции R_1 с учетом силы трения скольжения F_{mp} . Сила трения в контакте тела качения и поверхности сепаратора 2 приводит к смещению полной реакции R_2 на угол трения ϕ . Рассмотрим конус трения (КТ 2) с образующими BM' и BM'' . Первое условие заклинивания можно сформулировать следующим образом: тело качения не сможет совершать относительное движение (вдоль пазов сепаратора) в случае, если точка приложения силы R_1 (точка A) будет находиться внутри границ конуса трения КТ 2. Таким образом условие отсутствия заклинивания определяется как $z_A > z_{M'}$, где z_A и $z_{M'}$ – ординаты соответствующих точек.

ратора 2 приводит к смещению полной реакции R_2 на угол трения ϕ . Рассмотрим конус трения (КТ 2) с образующими BM' и BM'' . Первое условие заклинивания можно сформулировать следующим образом: тело качения не сможет совершать относительное движение (вдоль пазов сепаратора) в случае, если точка приложения силы R_1 (точка A) будет находиться внутри границ конуса трения КТ 2. Таким образом условие отсутствия заклинивания определяется как $z_A > z_{M'}$, где z_A и $z_{M'}$ – ординаты соответствующих точек.

а)



б)

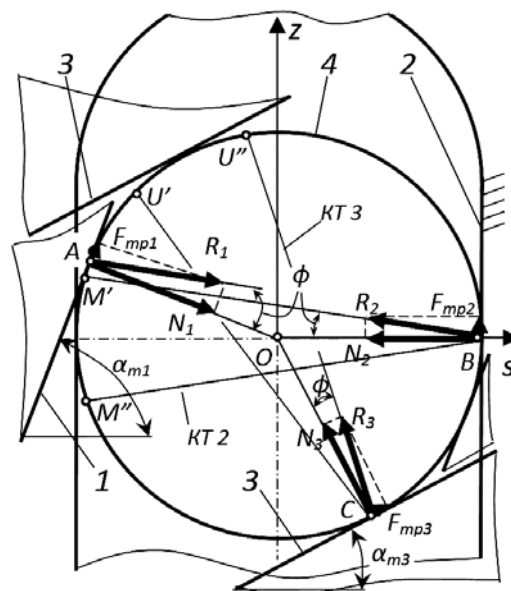


Рис. 5. Схемы силового взаимодействия элементов ПТК: а – для кинематической схемы № 1 при использовании первой группы точек пересечения центральных кривых; б – для кинематической схемы № 2 при использовании второй группы точек пересечения центральных кривых

После элементарных преобразований имеем

$$\cos(\alpha_{m1}) > \sin(2\phi). \quad (7)$$

Второе условие следует из необходимого неравенства абсолютных величин ординат z_C и $z_{M''}$ (либо точек B и U' с учетом конуса трения КТ 3).

$$\cos(\alpha_{m3}) > \sin(2\phi). \quad (8)$$

Попадание линии действия реакции R_1 (точка A) в границы конуса трения КТ 3 для кинематической схемы № 2 геометрически невозможно.

Рассмотрим кинематическую схему № 2 передачи, использующую вторую группу точек пересечения центральных кривых (рис. 5, б). В этом случае также справедливо условие (7). Второе условие отсутствия заклинивания

$$\cos(\alpha_{m1}) > \sin(\alpha_{m3} + 2\phi). \quad (9)$$

Это условие характеризует возможность попадания точки приложения реакции R_1 (точка A) в пределы границ конуса трения КТ 3.

Численная проверка условий отсутствия заклинивания для передач с диапазоном периодов $Z_1 = 2 \dots 10$ показала, что при повышении значения коэффициента трения до $f = 0,15$ мультипликатор можно разработать с числом периодов $Z_1 = 3 \dots 9$. При использовании первой группы точек пересечения заклинивание не произойдет при любом Z_1 из исследуемого диапазона.

Выводы

На основе ППТК возможно создание мультипликаторов с коэффициентом увеличения скорости вращения (коэффициентом мультипликации) от 2 до 10. КПД механизма составит при этом 0,92...0,94. Проведенными ранее исследованиями доказано, что диаметр корпуса ППТК составит 50...150 мм с возможностью проектирования центрального отверстия 20...60 мм, а масса

передачи будет соответствовать массе планетарного зубчатого редуктора, сконструированного по схеме 2К-Н с аналогичным передаточным отношением (или коэффициентом мультипликации) [6]. Установлено, что оптимальной кинематической схемой по критерию максимального КПД является схема ППТК с ведущим сепаратором. Показано, что при использовании второй группы точек пересечения центровых кривых для проектирования мультипликаторных ППТК наиболее перспективной является схема с остановленным сепаратором. Определены условия заклинивания тел качения в передачах в зависимости от геометрических параметров кулачковых поверхностей и коэффициентов трения. Использование второй группы точек пересечения следует признать нецелесообразным, по крайней мере для создания мультипликаторов, т. к. это при прочих равных условиях приводит к снижению КПД, коэффициента мультипликации, кинематических возможностей передачи и ее нагрузочной способности.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Макаров, О. Умные крылья энергии : ветрогенераторы / О. Макаров // Популярная механика. – 2010. – № 5. – С. 32–40.
2. Роторный ветрогенератор своими руками // Альтернативная энергия [Электронный ресурс]. – М., 2014. – Режим доступа : <http://www.windsolardiy.com/samodelnie-vetrogeneratori/rotorniy-vetrogenerator-svoimi-rukami.html>.
3. Лустенков, М. Е. Передачи с промежуточными телами качения: определение минимизации потерь мощности : монография / М. Е. Лустенков. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2010. – 274 с. : ил.
4. Игнатищев, Р. М. Синусошариковые редукторы : монография / Р. М. Игнатищев. – Минск : Выш. шк., 1983. – 107 с. : ил.
5. Лустенков, М. Е. Планетарные шариковые передачи : особенности прочностных расчетов / М. Е. Лустенков // Вестн. машиностроения. – 2010. – № 9. – С. 13–17.
6. Лустенков, М. Е. Определение КПД передач с составными промежуточными телами качения / М. Е. Лустенков // Изв. вузов. Машиностроение. – 2014. – № 6. – С. 13–19.

Статья сдана в редакцию 5 января 2015 года

Михаил Евгеньевич Лустенков, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет.
E-mail: lustenkov@yandex.ru.

Mikhail Yevgenyevich Lustenkov, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University.
E-mail: lustenkov@yandex.ru.

УДК 629.114.2.004.5

А. Ф. Скадорва

ПРАКТИЧЕСКАЯ РЕАЛИЗАЦИЯ И ИСПЫТАНИЯ ЭЛЕКТРОННОЙ СИСТЕМЫ КОНТРОЛЯ ИЗНОСА ФРИКЦИОНОВ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ ТРАКТОРА «БЕЛАРУС-2103»

UDC 629.114.2.004.5

A. F. Skadorva

PRACTICAL IMPLEMENTATION AND TESTING OF THE ELECTRONIC SYSTEM FOR CONTROLLING WEAR OF FRICTION CLUTCHES OF THE «BELARUS-2103» TRACTOR GEARBOX

Аннотация

В работе приведены результаты практической реализации и испытаний электронной системы контроля износа фрикционов коробки передач (КП) трактора «Беларус-2103». Изложены методы создания источников информации для измерения износа фрикционов и электронного блока обработки и анализа электрических сигналов от датчика, пропорциональных износу фрикционов КП трактора «Беларус-2103». На основе анализа результатов стендовых и натурных испытаний электронной системы контроля износа фрикционов КП трактора «Беларус-2103» уточнены пороговые значения износа фрикционов, вызывающих резонансные крутильные колебания масс трансмиссии трактора.

Ключевые слова:

трактор, износ, коробка передач, фрикционы, датчик, динамическая нагруженность, крутильные колебания, фрикционный слой.

Abstract

The results of practical implementation and testing of the electronic system for controlling wear of friction clutches of the gearbox of the «Belarus-2103» tractor are given. The paper presents methods for producing sources of information to measure wear of friction clutches and the electronic unit to process and analyze electrical signals from the sensor, which are proportional to the wear of friction clutches of the «Belarus-2103» tractor gearbox. Based on the analysis of the results of bench and full-scale tests of the electronic system controlling wear of friction clutches of the «Belarus-2103» tractor gearbox, the thresholds of their wear have been defined which cause resonant torsional vibrations of masses of the tractor transmission.

Key words:

tractor, wear, gearbox, friction clutches, sensor, dynamic loading, torsional vibrations, friction layer.

Результатами теоретических исследований [1–4] были установлены пороговые значения износа фрикционных элементов КП трактора «Беларус-2103», вызывающих значительные динамические нагрузки в трансмиссии трактора, что в итоге может привести к поломке дорогостоящей коробки передач. Поэтому контроль износа фрикционов коробки передач трактора «Бе-

ларус-2103» с переключением без разрыва потока мощности необходим для прогноза состояния динамической нагруженности трансмиссии трактора, что представляется весьма важным для принятия своевременных мер профилактики КП и тем самым для обеспечения продления срока службы коробки. Для практической реализации электронной системы контроля износа по-

рошкового фрикционного слоя с маслоотводящими каналами, используемого в механической КП гусеничного трактора «Беларус-2103» с переключением без разрыва потока мощности, был разработан электромагнитный датчик [5], основанный на использовании эффекта Холла. Принципиальная схема датчика представлена на рис. 1. Элементы датчика измерения износа фрикционов приведены на рис. 2. Датчик состоит из двух магнитов различной полярности 1, образующих вокруг себя постоянное магнитное поле. При изношенных фрикционных накладках пакета фрикционных дисков 1 поршень 5 перемещается на величину b (см. рис. 1). Магнитная система 4 при этом располагается одним из полюсов магнитов ближе к датчику Холла, расположенному в концевике 1 преобразователя (рис. 3). Датчик Холла формирует разность потенциалов U_1 , который преобразуется светодиодом 7 в оптическое излучение фоторезистором 8. Величина

сопротивления фоторезистора зависит от интенсивности светового потока.

При износе фрикционных дисков 1 увеличивается ход поршня b , что вызывает перемещение магнитной системы 4 относительно датчика Холла. При этом изменяется значение разности потенциала, выдаваемого датчиком Холла. Это приводит к изменению светового потока, исходящего от светодиода 7, что, в свою очередь, влияет на сопротивление фоторезистора 8. Увеличение или уменьшение светового потока приводит к изменению выходного напряжения операционного усилителя 11. Аналого-цифровой преобразователь 12 предназначен для регистрации изменения выходного сигнала и является составной частью бортового компьютера 13.

Стендовые испытания разработанного элемента системы диагностики фрикционных муфт проводились в лабораторном комплексе УКЭР-2 ПО «МТЗ». Схема стенда приведена на рис. 4.

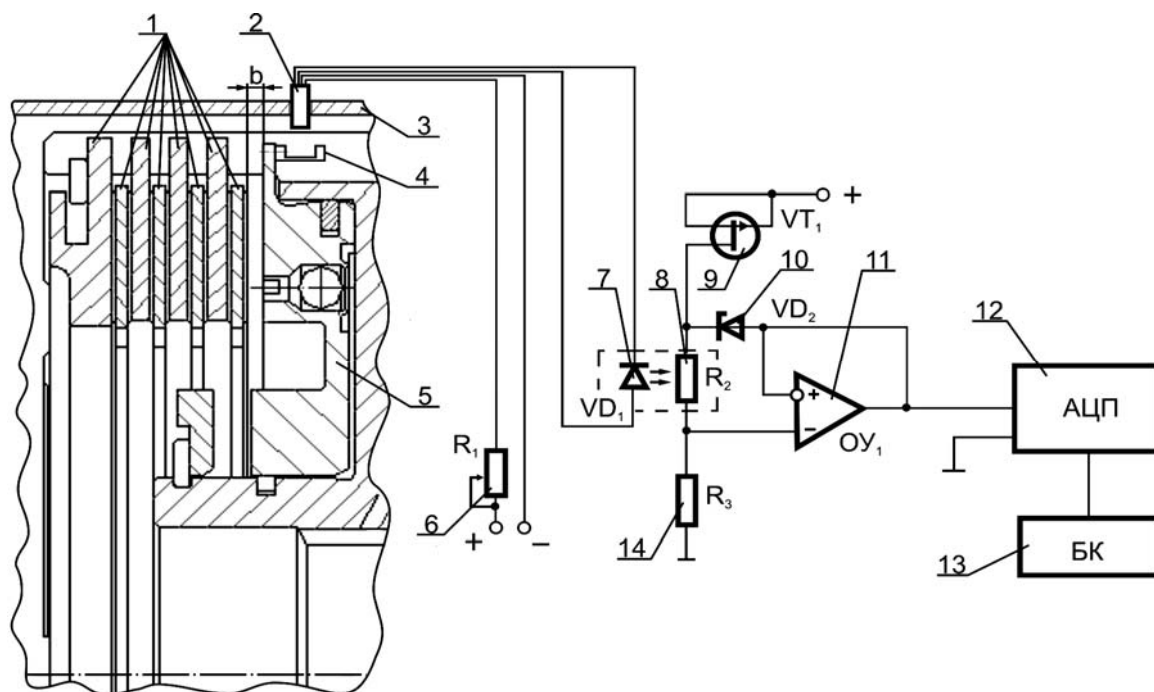


Рис. 1. Принципиальная схема датчика измерения износа фрикционов КП: 1 – пакет фрикционных дисков; 2 – датчик Холла; 3 – корпус КП; 4 – магнитная система; 5 – поршень; 6 – переменный резистор; 7 – светодиод; 8 – фоторезистор; 9 – полевой транзистор; 10 – стабилитрон; 11 – операционный усилитель; 12 – аналого-цифровой преобразователь; 13 – бортовой компьютер; 14 – постоянный резистор

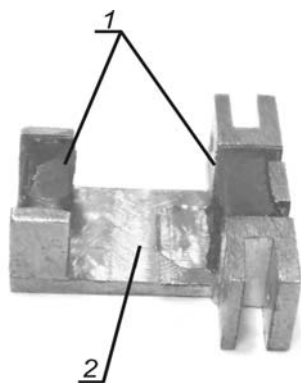


Рис. 2. Элементы датчика измерения износа фрикционов: 1 – магниты разной полярности; 2 – корпус

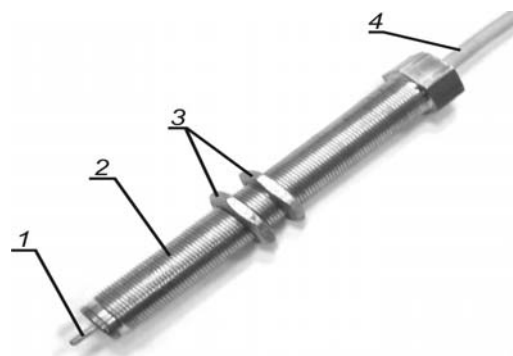


Рис. 3. Преобразователь датчика измерения износа фрикционов: 1 – концевик с датчиком Холла; 2 – корпус; 3 – стопорные гайки; 4 – кабель

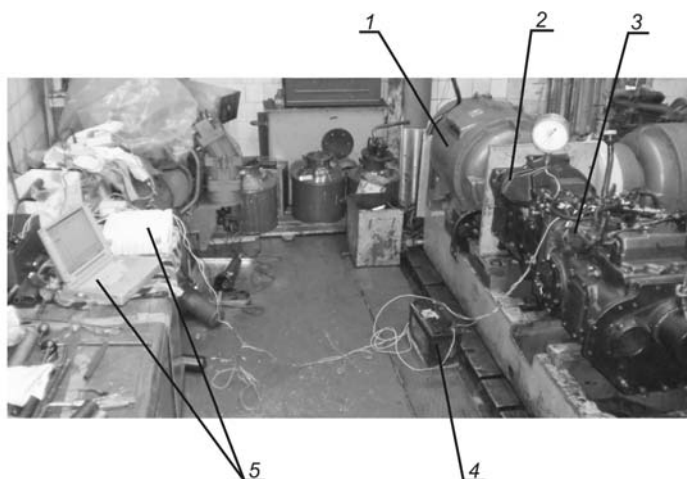
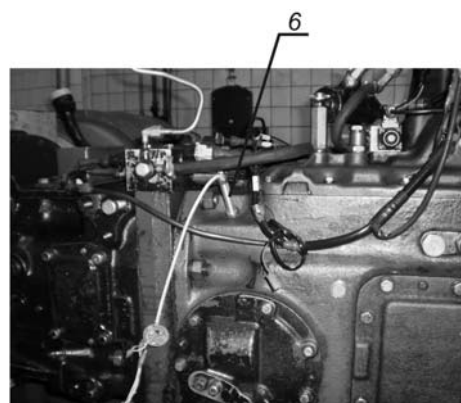


Рис. 4. Стенд испытаний электронной системы контроля износа фрикционов КП трактора «Беларус-2103»: 1 – машина балансирующая (мощность 200 кВт); 2 – стойка установки испытуемой коробки передач с корпусом сцепления; 3 – коробка передач испытуемая; 4 – источник питания (АКБ); 5 – измерительный блок SPIDER 8; 6 – датчик измерения износа фрикционной муфты



Запись выходных электрических сигналов, пропорциональных износу фрикционов коробки передач трактора «Беларус-2103», осуществлялась с помощью измерительного блока SPIDER 8.

Принципиальная схема стенда испытаний коробки передач трактора «Беларус-2103» представлена на рис. 5.

Методика стендовых испытаний коробки передач предусматривала периодическое переключение передач с низшей передачи на высшую и наоборот по схеме нагружения 3–4–3 (цифры означают номера передач) при следующих параметрах:

- частота вращения вала балансирующей машины на установившемся режиме – $(2100 \pm 20) \text{ мин}^{-1}$;
- длительность одного цикла – $(30 \pm 2) \text{ с}$;
- длительность фазы цикла, соответствующей работе стенда на включенной в КП низшей передаче, – $(15 \pm 1) \text{ с}$;
- длительность фазы цикла, соответствующей работе стенда на включенной в КП высшей передаче, – $(15 \pm 1) \text{ с}$;
- вращающий момент на валу балансирующей машины при включенной в КП высшей (в каждой из схем нагруже-

ния) передаче на установившемся режиме – 660...680 Н·м;

– вращающий момент на валу балансирующей машины при включенной в КП низшей (в каждой из схем нагружения) передаче на установившемся режиме – 550...600 Н·м;

– давление масла в системе управления фрикционами в КП – $(1,3 \pm 0,5)$ МПа;

– температура масла в КП не должна превышать $+90^\circ\text{C}$;

– цикл в каждой из схем нагружения – последовательные переключения в КП с низшей передачи на высшую и обратно (например, 3–4–3);

– длительность одного цикла – время между одноименными последовательными его фазами;

– статический момент срыва муфты сцепления – в пределах 1500...1800 Н·м;

– записи процессов переключения передач в КП по каждой из схем нагружения в начале (при наработке 100...300 циклов) и в конце (при наработке 29700...30000 циклов) испытаний с регистрацией:

а) частоты вращения вала балансирующей машины;

б) частоты вращения вторичного вала КП;

в) вращающего момента на валу балансирующей машины;

г) давления масла в системе управления фрикционами высшей и низшей передач (на выходе из распределителя);

д) вращающего момента на выходном валу КП;

– записи процессов переключения передач – при температурах масла в КП $t_1 = 25...35^\circ\text{C}$ и $t_2 = 75...85^\circ\text{C}$;

– количество последовательных записей процессов переключения передач на каждом из температурных режимов – не менее двух;

– интервал между последовательными записями – 30...35 с;

– интервал опроса параметров при записях процессов – 0,01 с;

– допускаемые отклонения при замерах:

а) вращающих моментов на валу балансирующей машины и выходном валу КП – ± 50 Н·м;

б) частот вращения вала балансирующей машины и вторичного вала КП – ± 20 мин⁻¹;

в) количества циклов переключения передач – не более 5 на 10000 включений;

г) длительности цикла – $\pm 0,1$ с;

д) температуры масла в КП – $\pm 5^\circ\text{C}$.

После набора (500 ± 10) циклов испытаний производили разборку КП для обмера толщины фрикционных дисков и визуальной оценки их состояния.

Для измерения давления в каналах управления муфтами фрикционных дисков $p_{1...4}$ были использованы датчики давления, которые размещались на выходе электрогидравлического распределителя.

Анализ результатов испытаний подтвердил возможность получения от датчика линейных выходных электрических сигналов, пропорциональных износу фрикционных коробки передач. Осциллограмма изменения параметров КП при переключении передач по схеме 3–4, полученных при проведении стендовых испытаний коробки передач при отсутствии износа фрикционных, представлена на рис. 6.

Для сравнительной оценки влияния записи сигналов с КП без износа фрикционного слоя в фрикционных муфтах были установлены фрикционные диски с суммарным износом 67...83 % от начального размера. Осциллограмма изменения параметров переключения передач при износе фрикционных приведена на рис. 7.

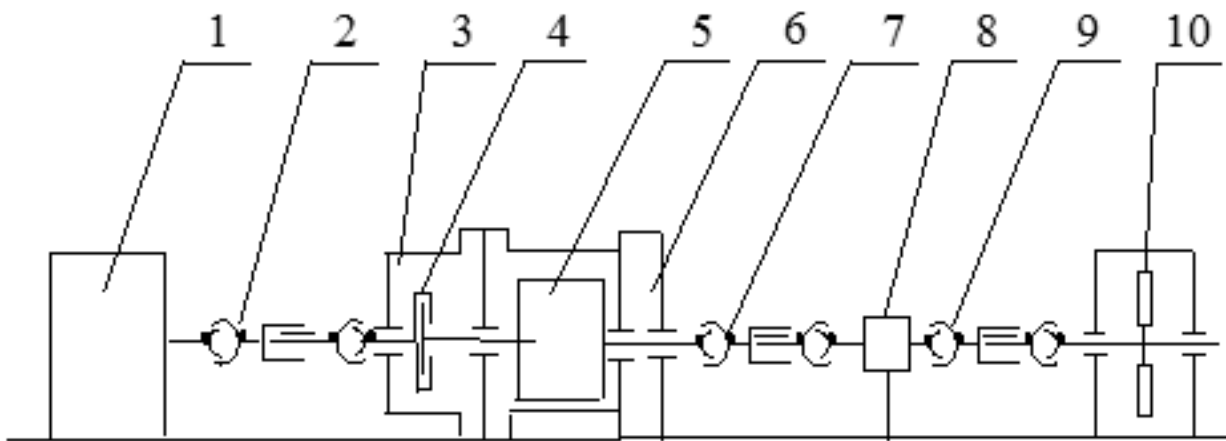


Рис. 5. Схема стенда испытаний коробки передач трактора «Беларус-2103»: 1 – машина балансирующая (мощность 200 кВт); 2, 7, 9 – передачи карданные; 3, 6 – стойки установки испытуемой коробки передач с корпусом сцепления; 4 – муфта сцепления; 5 – коробка передач испытуемая; 8 – датчик вращающего момента; 10 – нагрузитель (электрический тормоз)

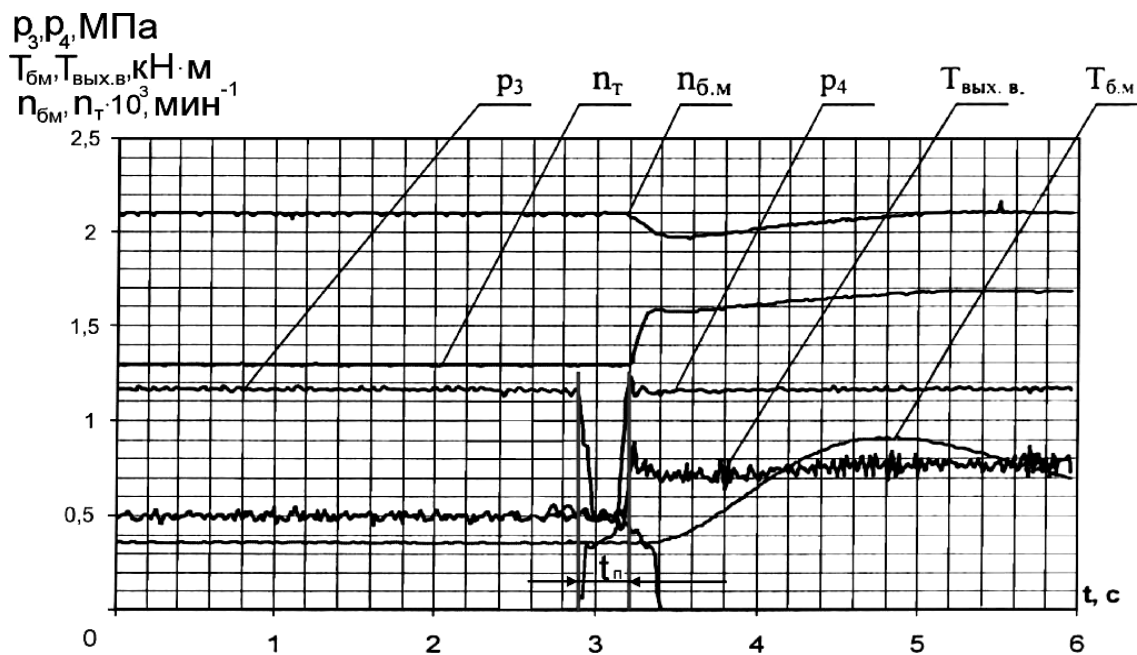


Рис. 6. Осциллограмма процесса переключения передач (по схеме 3–4) при отсутствии износа фрикционного слоя в КП: $p_{1...4}$ – давления в каналах управления муфтами фрикционов; $M_{\text{вых. в.}}$; $M_{\text{б.м.}}$ – вращающие моменты на выходном валу КП и на валу балансирующей машины; $n_{\text{т}}$, $n_{\text{б.м.}}$ – частоты вращения вала тормоза (выходного вала КП) и вала балансирующей машины

Анализ осциллограммы (см. рис. 6) показал, что при отсутствии износа фрикционов время перекрытия передач $t_{\text{п}}$ составляет 0,3 с. Данный интервал времени перекрытия передач по мере износа фрикционного слоя увеличивался.

Из рис. 7 видно, что при износе

фрикционного слоя коробки передач наблюдается и увеличение времени переключения, и возрастание динамической нагруженности трансмиссии, что наглядно демонстрируется скачкообразным изменением давления во включаемой муфте. Следовательно, износ фрик-

ционного слоя не только увеличивает время перекрытия, но и приводит к снижению КПД коробки передач за счет увеличения динамической нагруженно-

сти трансмиссии трактора из-за возникновения резонансных колебаний масс трансмиссии, которые в последующем могут повлечь выход из строя КП.

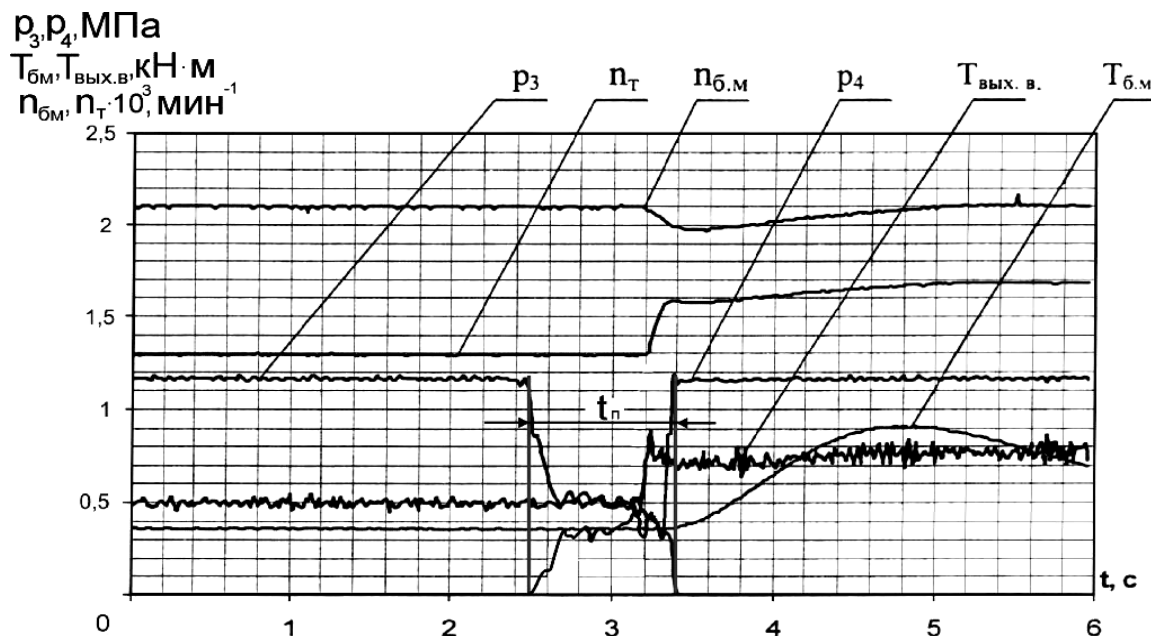


Рис. 7. Осциллограмма процесса переключения передач по схеме 3-4 при износе фрикционного слоя в КП на 20 %

Износ фрикционного слоя на 20 %, что соответствует увеличению хода поршня на 0,8...1,0 мм, вызывает вынужденные колебания масс трансмиссии с частотами, приближенные к частотам ее собственных колебаний на рабочих передачах, реализующих номинальные крюковые усилия, и находящиеся в диапазоне 20...80 Гц. Следовательно, пороговый износ фрикционного слоя коробки передач находится в диапазоне 0,8...1,0 мм, который должен отслеживаться бортовой системой контроля, предупреждая водителя о возникновении резонансных нагрузок в трансмиссии трактора.

Натурные испытания бортовой системы контроля износа фрикционов проводились на тракторе «Беларус-2103» (рис. 8) в полевых условиях. Анализ результатов показал, что система контроля износа фрикционов коробки передач может осуществлять регистрацию изно-

са фрикционов с точностью до 0,25 мм, что подтверждает возможность получения предупреждающей информации об износе фрикционов при использовании диагностической системы в коробке передач трактора «Беларус-2103».

Выводы

1. Практически реализован и испытан макетный образец бортовой системы контроля износа фрикционов КП трактора с переключением без разрыва потока мощности, позволяющий проводить прогноз возникновения пиковых нагрузок в трансмиссии трактора, возникающих при износе поверхностного слоя фрикционов КП на 0,8...1,0 мм.

2. Согласно результатам испытаний коробки передач, при реализации крюковых нагрузок (20...25 кН) частоты колебаний масс трансмиссии совпадают с частотами собственных колебаний масс трансмиссии, находящихся в

диапазоне $20...80 \text{ с}^{-1}$ (в зависимости от включенной передачи) при износе фрикционного слоя коробки передач в диапазоне $0,8...1,0 \text{ мм}$ (износ подлежит непрерывной идентификации).

3. При полевых испытаниях доказано, что система контроля износа фрикционов коробки передач может

осуществлять регистрацию износа фрикционов, что подтверждает возможность получения предупреждающей информации об износе фрикционов при использовании диагностической системы в коробке передач трактора.



Рис. 8. Трактор «Беларус-2103» с плугом Kverneland DC100

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Исследование возможности диагностирования состояния фрикционных элементов гидropоджимных муфт тракторных КПП / А. Н. Карташевич [и др.] // Вестн. Белорус. гос. с.-х. акад. – 2009. – № 3. – С. 113–117.
2. **Скадорва, А. Ф.** Применение магнитных датчиков для диагностирования фрикционных муфт трактора / А. Ф. Скадорва // Молодёжь и инновации – 200 : сб. науч. тр. – Горки, 2009. – С. 129–131.
3. **Скадорва, А. Ф.** Моделирование работы трения фрикционов коробки передач гусеничного трактора с переключением без разрыва потока мощности при работе с номинальным крюковым усилием / А. Ф. Скадорва, А. Н. Карташевич // Вестн. Белорус. гос. с.-х. акад. – 2014. – № 4. – С. 113–120.
4. **Скадорва, А. Ф.** Критерий оценки качества функционирования фрикционной муфты коробки передач гусеничного трактора «Беларус-2103» / А. Ф. Скадорва, А. Н. Карташевич // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2014. – № 4. – С. 80–91.
5. Электромагнитный датчик износа фрикционных накладок гидropоджимной муфты : пат. 6607 Респ. Беларусь, МПК F 16 D 66/00 / А. Н. Карташевич, А. Ф. Скадорва, А. А. Рудашко, О. В. Понталёв, В. А. Коробкин, Ю. А. Андрияненко ; заявитель и патентообладатель Белорус. гос. с.-х. акад. – u20100160 ; заявл. 18.02.10 ; опубл. 29.06.10. – № 5. – 3 с. : ил.

Статья сдана в редакцию 10 ноября 2014 года

Андрей Феликсович Скадорва, ассистент, Белорусская государственная сельскохозяйственная академия. Тел.: +375-291-98-03-85.

Andrei Feliksovich Skadorva, assistant lecturer, Belarusian State Agricultural Academy. Phone: +375-291-98-03-85.

УДК 629.114.2.004.5

А. Ф. Скадорва, А. Г. Стасилевич, А. Н. Карташевич

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДИНАМИКИ РАЗГОНА ГУСЕНИЧНОГО ТРАКТОРА С ПЕРЕКЛЮЧЕНИЕМ ПЕРЕДАЧ БЕЗ РАЗРЫВА ПОТОКА МОЩНОСТИ

UDC 621.51

A. F. Skadorva, A. G. Stasilevich, A. N. Kartashevich

MATHEMATICAL MODEL OF THE DYNAMICS OF WHEELED TRACTOR ACCELERATION WITH GEAR SHIFTING WITHOUT BREAKING OFF THE POWER FLOW

Аннотация

В работе изложены методика составления математической модели динамики разгона гусеничного трактора с крюковой нагрузкой до его установившегося движения и методика её моделирования на ПЭВМ, позволяющая проводить косвенную оценку работы трения в фрикционных парах коробки передач путем анализа времени и пути разгона трактора. Приведены результаты моделирования на ПЭВМ, позволяющие проводить оценку времени замыкания фрикционов при разгоне трактора.

Ключевые слова:

математическая модель, динамика разгона, гусеничный трактор, работа трения, фрикционные пары, коробка передач, время разгона, путь разгона.

Abstract

The paper presents the procedure for constructing the mathematical model of dynamics of acceleration of a crawler tractor with a hook load up to its steady motion and the procedure for its simulation on a PC to perform an indirect assessment of friction work in friction pairs of the gearbox by analyzing the acceleration time of the tractor and its starting distance. The results of simulation on the PC are given, which assess the time of friction clutches locking during tractor acceleration.

Key words:

mathematical model, dynamics of acceleration, crawler tractor, work of friction, friction pairs, gearbox, acceleration time, starting distance.

Для моделирования процесса разгона трактора с переключением без разрыва потока мощности в математической модели рассмотрена кинематика гусеничного движителя трактора (рис. 1 и 2), совершающего прямолинейное движение [1].

Проанализировав кинематику траектории точки гусеничного трека, можно отметить, что, когда точка проходит дуговую ветвь, буксование движителя отсутствует, а ее траектория представляет собой развертку окружности или форму

циклоиды. Из равенства относительной и переносной скоростей следует, что за время перемещения точки обвода из начального положения 0 в относительном движении по дуге в первое положение точка 1, принадлежащая корпусу, переместится по горизонтали в положение 1', причем дуга 01 равна отрезку 1'1. Откладывая далее по горизонтали отрезок $2'2 = 01 + 1'2$, получаем точку 2' траектории. На участке траектории 01' точка движется по циклоиде, на участке 1'3 – по прямой и далее снова по циклоиде,

отдельные точки которой могут быть

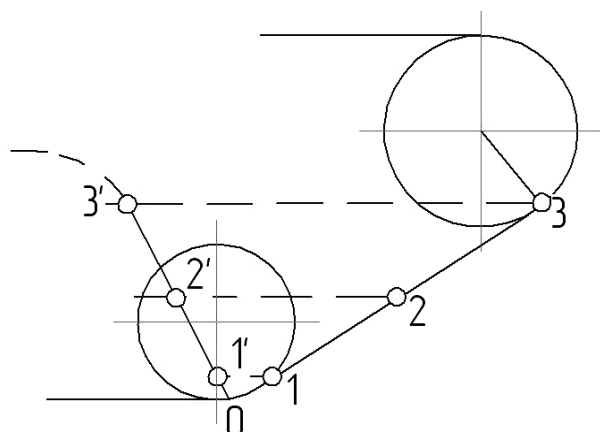


Рис. 1. Схема траектории точки обода гусеницы

При относительном скольжении точек обода гусеницы состояние будет обратным, и за время нахождения на грунте точка несколько продвинется вперед (рис. 2, в). Траектория движения точки обода имеет вид удлинненной циклоиды.

В теории трактора используют понятие о средней теоретической скорости движения гусеничного трактора [2–7]:

$$v_T = 2\pi \cdot r_k \cdot n_k, \quad (1)$$

где n_k – частота вращения ведущего колеса.

С другой стороны, окружная скорость ведущего колеса может быть представлена в виде

$$v_T = z \cdot t_\Gamma \cdot n_k, \quad (2)$$

где z – число звеньев, укладываемых на колесо за один оборот.

Приравняв правые части уравнений (1) и (2), получим формулу расчётного радиуса ведущего колеса [2]:

$$r_k = t_\Gamma \cdot z / 2\pi. \quad (3)$$

Тогда действительную скорость

найлены аналогичным путем.

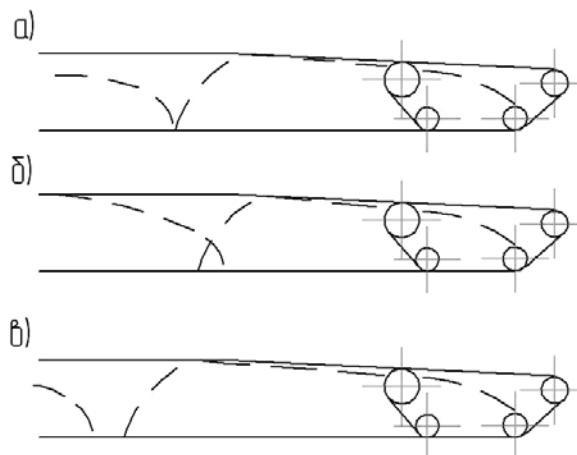


Рис. 2. Схема траекторий точек обода гусеницы при различных режимах движения трактора

движения трактора можно определить по формуле

$$v_d = v_T (1 - \delta), \quad (4)$$

где δ – коэффициент буксования движителя.

КПД η_6 движителя можно рассчитать по формуле [1, 2]

$$\eta_6 = \frac{v_d}{v_T} = 1 - \delta. \quad (5)$$

При разработке математической модели динамики движения трактора дифференциальные уравнения движения составляются на каждой передаче, а переключение передач описывается уравнением движения с заданной начальной скоростью (движение накатом). Поэтому для интегрирования дифференциальных уравнений движения трактора используется метод припасовывания.

Дифференциальное уравнение поступательного движения трактора на первой передаче запишется в виде

$$\ddot{X}_I = \left(\frac{M_e}{r_d} \cdot i_1 \cdot i_{гн} - m_a \cdot g \cdot \psi \right) \cdot \frac{1}{m_a} \cdot \eta_6^I, \quad (6)$$

где η_6^I – КПД буксования при разгоне на первой передаче; M_e – номинальный момент двигателя; r_d – радиус ведущего колеса, м; i_1 – передаточное число первой передачи; $i_{гп}$ – передаточное число главной передачи; m_a – масса трактора, кг; g – ускорение свободного падения, м/с²; ψ – коэффициент сопротивления качению.

Начальные условия интегрирования уравнения (6):

$$t_0 = 0; X_0 = 0; \dot{X}_0 = 0.$$

После интегрирования уравнение скорости поступательного перемещения трактора имеет вид:

$$\begin{aligned} \dot{X}_I = & \left(\frac{M_e \cdot i_1 \cdot i_{гп}}{r_d} - m_a \cdot g \cdot \psi \right) \times \\ & \times \frac{1}{m_a} \cdot \eta_6^I \cdot t + C_1, \end{aligned} \quad (7)$$

где C_1 – постоянная интегрирования, согласно начальным условиям $C_1 = 0$; t – время разгона на первой передаче, с.

Допускаем, что разгон трактора происходит до набора двигателем номинальной частоты его вращения, т. е.

$$\dot{X}_{раз}^I = \frac{[\omega_e]}{i_1 \cdot i_{гп}} \cdot r_d, \quad (8)$$

где $[\omega_e]$ – номинальная частота вращения коленчатого вала двигателя, мин⁻¹.

Подставим уравнение (7) в (8), получим

$$\begin{aligned} \frac{[\omega_e]}{i_1 \cdot i_{гп}} \cdot r_d = & \left(\frac{M_e \cdot i_1 \cdot i_{гп}}{r_d} - m_a \cdot g \cdot \psi \right) \times \\ & \times \frac{1}{m_a} \cdot \eta_6^I \cdot t. \end{aligned} \quad (9)$$

Из (9) определим время разгона на первой передаче:

$$t_1 = \frac{\omega_e \cdot r_d \cdot m_a}{\left(\frac{M_e \cdot i_1 \cdot i_{гп}}{r_d} - m_a \cdot g \cdot \psi \right) \cdot i_1 \cdot i_{гп} \cdot \eta_6^I}. \quad (10)$$

Подставим (10) в (7), получим скорость трактора в конце разгона на первой передаче:

$$\dot{X}_{раз}^I = \frac{[\omega_e]}{i_1 \cdot i_{гп}} \cdot r_d. \quad (11)$$

После интегрирования (11) получим

$$\begin{aligned} X_{раз}^I = & \left(\frac{M_e \cdot i_1 \cdot i_{гп}}{r_d} - m_a \cdot g \cdot \psi \right) \times \\ & \times \frac{1}{2m_a} \cdot \eta_6^I \cdot t^2 + C_2. \end{aligned} \quad (12)$$

Подставляя в уравнение (12) начальные условия, находим, что

$$C_2 = 0.$$

Окончательно путь разгона на первой передаче запишется в виде

$$\begin{aligned} X_{раз}^I = & \left(\frac{M_e \cdot i_1 \cdot i_{гп}}{r_d} - m_a \cdot g \cdot \psi \right) \times \\ & \times \frac{1}{2m_a} \cdot \eta_6^I \times \end{aligned}$$

$$\times \left(\frac{\omega_e \cdot r_d \cdot m_a}{\left(\frac{M_e \cdot i_1 \cdot i_{гп}}{r_d} - m_a \cdot g \cdot \psi \right) \cdot i_1 \cdot i_{гп} \cdot \eta_6^I} \right)^2. \quad (13)$$

Преобразуя (13), получим

$$X_{раз}^I = \frac{(\omega_e \cdot r_d \cdot m_a)^2}{2m_a \cdot \left(\frac{M_e \cdot i_1 \cdot i_{гп}}{r_d} - m_a \cdot g \cdot \psi \right) \cdot i_1^2 \cdot i_{гп}^2 \cdot \eta_6^I}. \quad (14)$$

Дифференциальное уравнение поступательного движения трактора накатом на участке переключения передач с

первой на вторую передачу (движение трактора на нейтральной передаче)

$$\ddot{X}^{I-II} = \dot{X}_{\text{раз}}^I - g \cdot \psi \cdot \eta_6^{I-II}, \quad (15)$$

где η_6^{I-II} – КПД буксования на участке переключения передач с первой на вторую передачу.

Начальные условия уравнения (15):

$$t_0^{I-II} = 0; X_{0\text{пер}}^{I-II} = 0; \dot{X}_{\text{раз}}^I = \frac{[\omega_e]}{i_1 \cdot i_{\text{гп}}} \cdot r_d -$$

скорость трактора в конце разгона на первой передаче.

После первого интегрирования (15) получим

$$\dot{X}^{I-II} = -g \cdot \psi \cdot \eta_6^{I-II} \cdot t + C_{II}, \quad (16)$$

где t – время движения трактора накатом (время переключения передачи с первой на вторую, заданная величина), $t = t_{\text{пер}}^{I-II}$; C_{II} – постоянная интегрирования,

$$C_{II} = \frac{[\omega_e]}{i_1 \cdot i_{\text{гп}}} \cdot r_d. \quad (17)$$

С учетом (17) уравнение (16) имеет вид:

$$\dot{X}^{I-II} = \frac{[\omega_e]}{i_1 \cdot i_{\text{гп}}} \cdot r_d - g \cdot \psi \cdot \eta_6^{I-II} \cdot t. \quad (18)$$

Скорость трактора в конце движения накатом

$$\dot{X}^{I-II} = \frac{[\omega_e]}{i_1 \cdot i_{\text{гп}}} \cdot r_d - g \cdot \psi \cdot \eta_6^{I-II} \cdot t_{\text{пер}}^{I-II}. \quad (19)$$

Путь, пройденный трактором на участке движения накатом:

$$\begin{aligned} \dot{X}^{I-II} &= \frac{[\omega_e]}{i_1 \cdot i_{\text{гп}}} \cdot r_d \cdot t_{\text{пер}}^{I-II} - \\ &- g \cdot \psi \cdot \eta_6^{I-II} \cdot \frac{1}{2} \cdot (t_{\text{пер}}^{I-II})^2. \end{aligned} \quad (20)$$

Дифференциальное уравнение движения трактора на второй передаче

$$\ddot{X}_I = \left(\frac{M_e}{r_d} \cdot i_2 \cdot i_{\text{гп}} - m_a \cdot g \cdot \psi \right) \cdot \frac{1}{m_a} \cdot \eta_6^{II}. \quad (21)$$

Начальные условия интегрирования уравнения (21):

$$t_0 = 0; X_0^{II} = 0; \dot{X}_0^{II} = \frac{[\omega_e]}{i_1 \cdot i_{\text{гп}}} \cdot r_d - g \cdot \psi \cdot \eta_6^{I-II} \cdot t_{\text{пер}}^{I-II} - \text{скорость движения трактора в конце движения накатом.}$$

После интегрирования уравнения (21) получим

$$\begin{aligned} \dot{X}_{II} &= \left(\frac{M_e}{r_d} \cdot i_2 \cdot i_{\text{гп}} - m_a \cdot g \cdot \psi \right) \times \\ &\times \frac{1}{m_a} \cdot \eta_6^{II} \cdot t + C_{II}^{II}, \end{aligned} \quad (22)$$

где C_{II}^{II} – постоянная интегрирования, которую находим из начальных условий,

$$C_{II}^{II} = \frac{[\omega_e]}{i_1 \cdot i_{\text{гп}}} \cdot r_d - g \cdot \psi \cdot \eta_6^{I-II} \cdot t_{\text{пер}}^{I-II}. \quad (23)$$

С учетом постоянной интегрирования уравнение скорости разгона на второй передаче имеет вид:

$$\begin{aligned} \dot{X}_{\text{раз}}^{II} &= \left(\frac{M_e}{r_d} \cdot i_2 \cdot i_{\text{гп}} - m_a \cdot g \cdot \psi \right) \times \\ &\times \frac{1}{m_a} \cdot \eta_6^{II} \cdot t + \frac{[\omega_e]}{i_1 \cdot i_{\text{гп}}} \cdot r_d - \\ &- g \cdot \psi \cdot \eta_6^{I-II} \cdot t_{\text{пер}}^{I-II}. \end{aligned} \quad (24)$$

Допускаем, что разгон трактора происходит до набора двигателем номинальной частоты вращения, т. е. скорость трактора в конце разгона на второй передаче

$$\dot{X}_{\text{раз}}^{II} = \frac{[\omega_e]}{i_2 \cdot i_{\text{гп}}} \cdot r_d. \quad (25)$$

Подставим уравнение (25) в (24) и определим время разгона на второй передаче:

$$t_{II} = \frac{m_a \cdot \left(\frac{[\omega_e]}{i_2 \cdot i_{гп}} \cdot r_d - \frac{[\omega_e]}{i_1 \cdot i_{гп}} \cdot r_d + g \cdot \psi \cdot \eta_6^{I-II} \cdot t_{пер}^{I-II} \right)}{\left(\frac{M_e}{r_d} \cdot i_2 \cdot i_{гп} - m_a \cdot g \cdot \psi \right) \cdot \eta_6^{II}}. \quad (26)$$

После интегрирования (25) получим уравнение пути разгона трактора на второй передаче:

$$X_{II} = \left(\frac{M_e}{r_d} \cdot i_2 \cdot i_{гп} - m_a \cdot g \cdot \psi \right) \times \frac{1}{2m_a} \cdot \eta_6^{II} \cdot t^2 + \left(\frac{[\omega_e]}{i_1 \cdot i_{гп}} \cdot r_d - g \cdot \psi \cdot \eta_6^{I-II} \cdot t_{пер}^{I-II} \right) \cdot t. \quad (27)$$

Подставляя в (27) начальные условия, находим, что

$$C_2^{II} = 0.$$

Подставим (26) в (27) и найдем путь разгона на второй передаче.

$$X_{II} = \left(\frac{M_e}{r_d} \cdot i_2 \cdot i_{гп} - m_a \cdot g \cdot \psi \right) \cdot \frac{1}{2m_a} \cdot \eta_6^{II} \cdot \left(\frac{m_a \cdot \left(\frac{[\omega_e]}{i_2 \cdot i_{гп}} \cdot r_d - \frac{[\omega_e]}{i_1 \cdot i_{гп}} \cdot r_d - g \cdot \psi \cdot \eta_6^{I-II} \cdot t_{пер}^{I-II} \right)}{\left(\frac{M_e}{r_d} \cdot i_2 \cdot i_{гп} - m_a \cdot g \cdot \psi \right) \cdot \eta_6^{II}} \right)^2 + \left(\frac{[\omega_e]}{i_1 \cdot i_{гп}} \cdot r_d - g \cdot \psi \cdot \eta_6^{I-II} \cdot t_{пер}^{I-II} \right) \cdot \frac{m_a \cdot \left(\frac{[\omega_e]}{i_2 \cdot i_{гп}} \cdot r_d - \frac{[\omega_e]}{i_1 \cdot i_{гп}} \cdot r_d - g \cdot \psi \cdot \eta_6^{I-II} \cdot t_{пер}^{I-II} \right)}{\left(\frac{M_e}{r_d} \cdot i_2 \cdot i_{гп} - m_a \cdot g \cdot \psi \right) \cdot \eta_6^{II}}. \quad (28)$$

Дифференциальное уравнение поступательного движения трактора накатом на участке переключения передач II–III (движение трактора на нейтральной передаче)

$$\dot{X}^{II-III} = -g \cdot \psi \cdot \eta_6^{II-III}, \quad (29)$$

где η_6^{II-III} – КПД буксования на участке переключения передач со второй на третью передачу.

Начальные условия уравнения (28):

$$t_0^{II-III} = 0; \quad \dot{X}_{раз}^{II-III} = \dot{X}_{II} = \frac{[\omega_e]}{i_2 \cdot i_{гп}} \cdot r_d;$$

$$X_{0пер}^{II-III} = 0.$$

После интегрирования (28) получим

$$\dot{X}_{II-III} = -g \cdot \psi \cdot \eta_6^{II-III} \cdot t + C_{II-III}, \quad (30)$$

где C_{II-III} – постоянная интегрирования,

$$C_{II-III} = \dot{X}_{II}. \quad (31)$$

Тогда уравнение скорости при движении накатом

$$\dot{X}_{II-III} = -g \cdot \psi \cdot \eta_6^{II-III} \cdot t + \frac{[\omega_e]}{i_2 \cdot i_{гп}} \cdot r_d, \quad (32)$$

где t – время движения трактора накатом (время переключения передачи со второй на третью, заданная величина), $t = t_{пер}^{II-III}$.

Скорость движения трактора в конце движения накатом

$$\dot{X}_{II-III} = \frac{[\omega_e]}{i_2 \cdot i_{гп}} \cdot r_d - g \cdot \psi \cdot \eta_6^{II-III} \cdot t_{пер}^{II-III}. \quad (33)$$

Путь, пройденный трактором на участке движения накатом:

$$X^{\text{II-III}} = \frac{[\omega_e]}{i_2 \cdot i_{\text{гп}}} \cdot r_d \cdot (t_{\text{пер}}^{\text{II-III}}) - g \cdot \psi \cdot \eta_6^{\text{II-III}} \cdot \frac{1}{2} \cdot (t_{\text{пер}}^{\text{II-III}})^2. \quad (34)$$

Дифференциальное уравнение движения трактора на третьей передаче

$$\dot{X}^{\text{III}} = \left(\frac{M_e}{r_d} \cdot i_3 \cdot i_{\text{гп}} - m_a \cdot g \cdot \psi \right) \cdot \frac{1}{m_a} \cdot \eta_6^{\text{III}}. \quad (35)$$

Начальные условия интегрирования уравнения:

$t_0^{\text{III}} = 0$ – отсчет времени; $X_0^{\text{III}} = 0$ – отсчет пути; $\dot{X}_0^{\text{II-III}} = -g \cdot \psi \cdot \eta_6^{\text{II-III}} \times t_{\text{пер}}^{\text{II-III}} + \frac{[\omega_e]}{i_2 \cdot i_{\text{гп}}} \cdot r_d$ – скорость в конце движения трактора накатом.

После интегрирования (35) получим

$$\dot{X}^{\text{III}} = \left(\frac{M_e}{r_d} \cdot i_3 \cdot i_{\text{гп}} - m_a \cdot g \cdot \psi \right) \times \frac{1}{m_a} \cdot \eta_6^{\text{III}} \cdot t + C^{\text{III}}, \quad (36)$$

где C^{III} – постоянная интегрирования, которую находим из начальных условий,

$$C^{\text{III}} = \frac{[\omega_e]}{i_2 \cdot i_{\text{гп}}} \cdot r_d - g \cdot \psi \cdot \eta_6^{\text{II-III}} \cdot t_{\text{пер}}^{\text{II-III}}. \quad (37)$$

С учетом постоянной интегрирования уравнение скорости разгона на третьей передаче имеет вид:

$$\dot{X}^{\text{III}} = \left(\frac{M_e}{r_d} \cdot i_3 \cdot i_{\text{гп}} - m_a \cdot g \cdot \psi \right) \times \frac{1}{m_a} \cdot \eta_6^{\text{III}} \cdot t + \frac{[\omega_e]}{i_2 \cdot i_{\text{гп}}} \cdot r_d - g \cdot \psi \cdot \eta_6^{\text{II-III}} \cdot t_{\text{пер}}^{\text{II-III}}. \quad (38)$$

Допускаем, что разгон трактора происходит до набора номинальных оборотов двигателя, т. е.

$$\dot{X}_{\text{раз}}^{\text{III}} = \frac{[\omega_e]}{i_3 \cdot i_{\text{гп}}} \cdot r_d. \quad (39)$$

Подставим уравнение (39) в (38), получим

$$\frac{\omega_e}{i_3 \cdot i_{\text{гп}}} \cdot r_d = \left(\frac{M_e}{r_d} \cdot i_3 \cdot i_{\text{гп}} - m_a \cdot g \cdot \psi \right) \times \frac{1}{m_a} \cdot \eta_6^{\text{III}} \cdot t + \frac{[\omega_e]}{i_2 \cdot i_{\text{гп}}} \cdot r_d - g \cdot \psi \cdot \eta_6^{\text{II-III}} \cdot t_{\text{пер}}^{\text{II-III}}. \quad (40)$$

Далее определим время разгона на третьей передаче:

$$t = \frac{\left(\frac{\omega_e}{i_3 \cdot i_{\text{гп}}} \cdot r_d + g \cdot \psi \cdot \frac{1}{m_a} \cdot \eta_6^{\text{II-III}} \times \times t_{\text{пер}}^{\text{II-III}} - \frac{[\omega_e]}{i_2 \cdot i_{\text{гп}}} \cdot r_d \right) \cdot m_a}{\left(\frac{M_e}{r_d} \cdot i_3 \cdot i_{\text{гп}} - m_a \cdot g \cdot \psi \right) \cdot \eta_6^{\text{III}}}. \quad (41)$$

После интегрирования (39) найдем путь разгона на третьей передаче:

$$X_{\text{III}} = \left(\frac{M_e}{r_d} \cdot i_3 \cdot i_{\text{гп}} - m_a \cdot g \cdot \psi \right) \times \frac{1}{2 \cdot m_a} \cdot \eta_6^{\text{III}} \cdot t^2 + C_1^{\text{II-III}} \cdot t + C_2; \quad (42)$$

$$C_2 = 0.$$

Все последующие этапы движения трактора с переключением передач описываются аналогичным образом.

При моделировании разгона трактора с крюковой нагрузкой принимались следующие исходные данные: $P_{\text{кр}} = 50$ кН – номинальное крюковое усилие трактора «Беларус-2103»; $\eta_{\text{тр}} = 0,87$ – КПД трансмиссии; $V_{\text{тр}} = 7,36$ км/ч (2 м/с) – рабочая ско-

рость движения трактора на пахоте (9 передача или 1 передача 3 диапазона); $N_e = 148,6$ кВт – номинальная мощность двигателя трактора «Беларус-210»; G – вес трактора; $\varphi_{\text{сц}} = 0,4 \dots 0,8$ – коэффициент сцепления; $\delta = 0,8 \dots 0,1$ – коэффициент буксования; $\psi = 0,02$ – коэффициент сопротивления движению.

Результаты моделирования динамики разгона гусеничного трактора представлены на рис. 3. Из рис. 3 видно, что в процессе разгона трактора происходит увеличение скорости от 0 до 1,04 м/с, что соответствует участку I графика. При переключении передачи для дальнейшего разгона происходит падение скорости на 10 % (участок I–II), что косвенно можно связать с работой

трения в фрикционных парах коробки передач. С увеличением износа фрикционов время переключения $t_{\text{пер}}$ будет нарастать, что приводит к увеличению работы трения и снижению КПД.

При реализации трактором среднего значения номинальной мощности расход топлива на участке разгона можно определить по формуле

$$Q = g_e \cdot N_e \cdot \sum t_i,$$

где g_e – удельный расход топлива; N_e – номинальная мощность двигателя; $\sum t_i$ – общее время достижения рабочей скорости движения от начала трогания трактора с места.

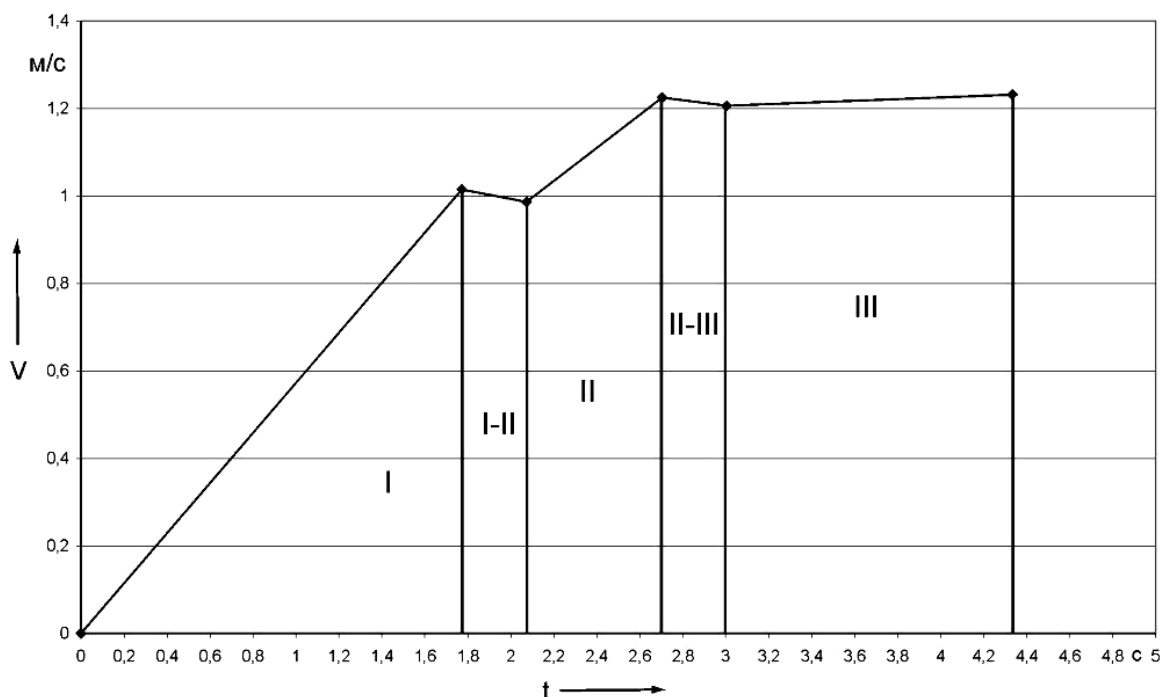


Рис. 3. График изменения скорости движения трактора при разгоне в зависимости от времени с автоматическим переключением с первой до третьей передачи

Выводы

1. Разработана математическая модель динамики разгона гусеничного трактора с крюковой нагрузкой и программа её моделирования на ПЭВМ,

позволяющая определить время и путь разгона гусеничного трактора с переключением передач без разрыва потока мощности, которые можно использовать в качестве косвенных характери-

стик работы трения в фрикционных парах коробки передач трактора.

2. На основе анализа результатов имитационного моделирования установлено, что:

– увеличение времени переключения передач приводит к увеличению времени достижения номинальной мощности двигателя трактора, а следовательно, можно ожидать, что работа

трения фрикционов коробки передач также будет увеличиваться;

– время достижения рабочей скорости 1,8 м/с с момента трогания трактора с места с крюковой нагрузкой $P_{кр} = 20...25$ кН в диапазоне износа ФЭ 0,8...1,0 мм составляет 12...15 с, а время переключения передач – 0,9 с.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 **Барский, И. Б.** Конструирование и расчёт тракторов : учебник для вузов по специальности «Автомобили и тракторы» / И. Б. Барский. – 3-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1980. – 335 с. : ил.
- 2 **Зельцерман, И. М.** Фрикционные муфты и тормоза гусеничных машин / И. М. Зельцерман, Д. М. Каминский, А. Д. Оношко. – М. : Машиностроение, 1965. – 240 с.
- 3 **Гуськов, В. В.** Тракторы. Теория : учебник для студентов вузов по специальности «Автомобили и тракторы» / В. В. Гуськов, Н. Н. Велев, Ю. Е. Атаманов ; под общ. ред. В. В. Гуськова. – М. : Машиностроение, 1988. – 376 с. : ил.
- 4 **Лурье, А. Б.** Статистическая динамика сельскохозяйственного агрегата / А. Б. Лурье. – Л. : Колос, 1970. – 376 с.
- 5 **Браун, Э. Д.** Моделирование трения и изнашивания в машинах / Э. Д. Браун, Ю. А. Евдокимов, А. В. Чичинадзе. – М. : Машиностроение, 1982. – 191 с.
- 6 **Шарипов, В. М.** Конструирование и расчёт тракторов / В. М. Шарипов. – М. : Машиностроение, 2004. – 592 с.
- 7 **Шарипов, В. М.** Конструирование и расчёт тракторов / В. М. Шарипов. – М. : Машиностроение, 2009. – 752 с.
- 8 Исследования динамики разгона и плавности хода тракторов : отчет о НИР (заключ.) / Белорус. ин-т механизации сельского хоз-ва ; рук. темы В. Н. Кошман. – Минск, 1960. – 142 с. – № ГР 78025927.

Статья сдана в редакцию 21 октября 2014 года

Андрей Феликсович Скадорва, ассистент, Белорусская государственная сельскохозяйственная академия. E-mail: andrei-blr-mail.ru.

Андрей Григорьевич Стасилевич, генеральный конструктор ПО «МТЗ», РУП «МТЗ». Тел.: 8-017-284-15-62.

Анатолий Николаевич Карташевич, д-р техн. наук, проф., Белорусская государственная сельскохозяйственная академия. Тел.: +375-296-62-19-88.

Andrey Feliksovich Skadorva, assistant lecturer, Belarusian State Agricultural Academy. E mail: andrei-blr-mail.ru.

Andrey Grigoryevich Stasilevich, General Designer of PO «MTZ», RUP «MTZ». Phone: 8-017-284-15-62.

Anatoly Nikolayevich Kartashevich, DSc (Engineering), Prof., Belarusian State Agricultural Academy. Phone: +375-296-62-19-88.

УДК 629.113:004.021

В. П. Тарасик, Р. В. Плякин

АЛГОРИТМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ ПЕРЕДАЧ АВТОМОБИЛЯ С ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИЕЙ

UDC 629.113:004.021

V. P. Tarasik, R. V. Pliakin

ALGORITHMS FOR AUTOMATIC GEAR SHIFTING IN THE AUTOMOBILE WITH HYDROMECHANICAL TRANSMISSION

Аннотация

Приведены схемы разработанных алгоритмов автоматического управления гидромеханической передачей. Описаны использованные источники информации о режимах движения автомобиля, процессах функционирования механизмов системы управления переключением передач и воздействиях на органы управления автомобилем. Предложены алгоритмы, исключающие негативное влияние на работу системы управляющих воздействий водителя.

Ключевые слова:

алгоритм автоматического переключения передач, гидромеханическая передача, дизельный двигатель с всережимным регулятором, адаптация алгоритма к условиям эксплуатации, пороговые значения параметров алгоритма.

Abstract

The diagrams of algorithms developed for the automatic control of hydromechanical transmission are given. The paper describes used sources of information on the automobile driving modes, the operation of mechanisms of the gear shift control system and the effects on the automobile controls. The algorithms are offered that eliminate negative effects of the driver's control actions on the system operation.

Key words:

algorithm for automatic gear shifting, hydromechanical transmission, diesel engine with an all-speed governor, adaptation of algorithm to operating conditions, threshold values of the algorithm parameters.

Эффективность системы автоматического управления гидромеханической передачей автомобиля в значительной мере определяется алгоритмом ее функционирования. При разработке алгоритма автоматического управления переключением передач решению подлежат две основные задачи: синтез характеристик переключения передач и синтез характеристик управления фрикционными элементами, осуществляющими изменение передаточных чисел коробки передач (КП).

В работе рассматривается первая

задача. В процессе ее решения определяются характеристики переключения передач, отображающие пороговые значения информационных переменных, на основе которых выполняется формирование сигналов управления, осуществляемое микропроцессорным контроллером и реализуемое электрогидравлическими исполнительными механизмами. Сигналы управления несут информацию об оптимальных условиях выполнения программы переключения передач и блокирования гидротрансформатора (ГДТ) автоматической коробки передач.

Характеристики управления переключением передач определяются из условий получения высоких показателей эффективности выполнения транспортной работы автомобилем, обеспечения безопасности и устойчивости движения, создания комфортных условий для водителя и пассажиров. Это достигается повышением средней скорости автомобиля на маршруте движения, снижением путевого расхода топлива, рациональным использованием мощности двигателя, исключением необоснованно частых переключений передач, исключением перегрузок двигателя и трансмиссии, учетом управляющих воздействий водителя, прогнозированием целесообразности переключения передачи в текущей ситуации, адаптацией программы переключения к дорожным условиям. Оценка степени выполнения этих требований осуществляется на основе соответствующей системы критериев.

Эффективность системы управления зависит от рационального использования функциональных свойств объекта автоматизации в режиме его функционирования в реальных условиях. Это возможно при применении множества источников информации о режимах движения автомобиля, работы двигателя и механизмов трансмиссии, управляющих воздействий водителя. На основе выполненных исследований в процессе решения задачи синтеза алгоритма автоматического переключения передач определен состав необходимых источников информации:

- положение педали акселератора γ_a ;
- скорость изменения положения педали акселератора $d\gamma_a/dt$;
- частота вращения коленчатого вала двигателя n_d ;
- частота вращения турбины гидротрансформатора n_T ;
- частота вращения выходного вала коробки передач $n_{в.в.}$;
- частота вращения промежуточ-

ного вала коробки передач $n_{пр.в.}$;

- скорость автомобиля v ;
- ускорение автомобиля a ;
- номер включенной передачи

$N_{к.п.}$;

– положение селектора режимов управления автоматической КП $\gamma_{сел.}$;

– состояние механизма блокировки гидротрансформатора N_{GDT} ;

– дискретный сигнал положения педали рабочего тормоза F_T ;

– дискретный сигнал положения рычага стояночного тормоза $F_{Т.с.}$;

– дискретный сигнал положения органа включения тормоза-замедлителя $F_{Т.з.}$;

– дискретный сигнал положения грузовой платформы самосвала $F_{пл.}$;

– уровень загрузки грузовой платформы автомобиля K_H ;

– температура рабочей жидкости коробки передач $T_{р.ж.}$;

– состояние управления двигателем в процессе переключения передач N_{DVS} ;

– информационный сигнал исправности датчика частоты вращения турбины $F_{д.т.}$;

– информационный сигнал исправности датчика частоты вращения выходного вала КП $F_{д.в.в.}$.

В легковых автомобилях используют также угол поворота рулевого колеса, скорость его поворота, поперечную составляющую ускорения, крен кузова, скольжение ведущих колес и др.

Методика разработки алгоритма автоматического переключения передач изложена в [1], где приведены полученные характеристики и функциональная схема структуры алгоритма переключения передач. В статье приводится описание основных блоков структуры алгоритма: блока обработки информации об управляющих воздействиях водителя и текущем состоянии

управляемых механизмов автоматической коробки передач; блока формирования команд на включение высшей передачи; блока формирования команд на включение низшей передачи. Приведенные в схемах алгоритмов численные значения параметров относятся к гидромеханической передаче карьерного самосвала БелАЗ-7555Е.

На рис. 1 приведена подпрограмма анализа текущей информации об управляющих воздействиях водителя и состоянии управляемых механизмов КП. Результатом её работы является разрешение на переход к программе переключения передач вверх $FunFormPPV$, если выполняются предусмотренные запреты на переключение.

Для разрешения на переход к подпрограмме переключения передач необходимо выполнение следующих условий: срабатывание таймера задержки переключения передач $t_3 > t_{3.п.п}(N_{к.п})$ и блокирования ГДТ $t_3 > t_{3.бл}(N_{к.п})$ (блок 1); исправность обоих датчиков частоты вращения турбины ГДТ и выходного вала КП $F_{д.т} = 0$ и $F_{д.в.в} = 0$ (блок 2); равенство нулю дискретного сигнала включения рабочего $F_T = 0$ и стояночного $F_{т.с} = 0$ (блок 3) тормозов, а также дискретного сигнала поднятия грузовой платформы $F_{пл} = 0$ (блок 4); положительное ускорение автомобиля $a > 0$ (блок 5).

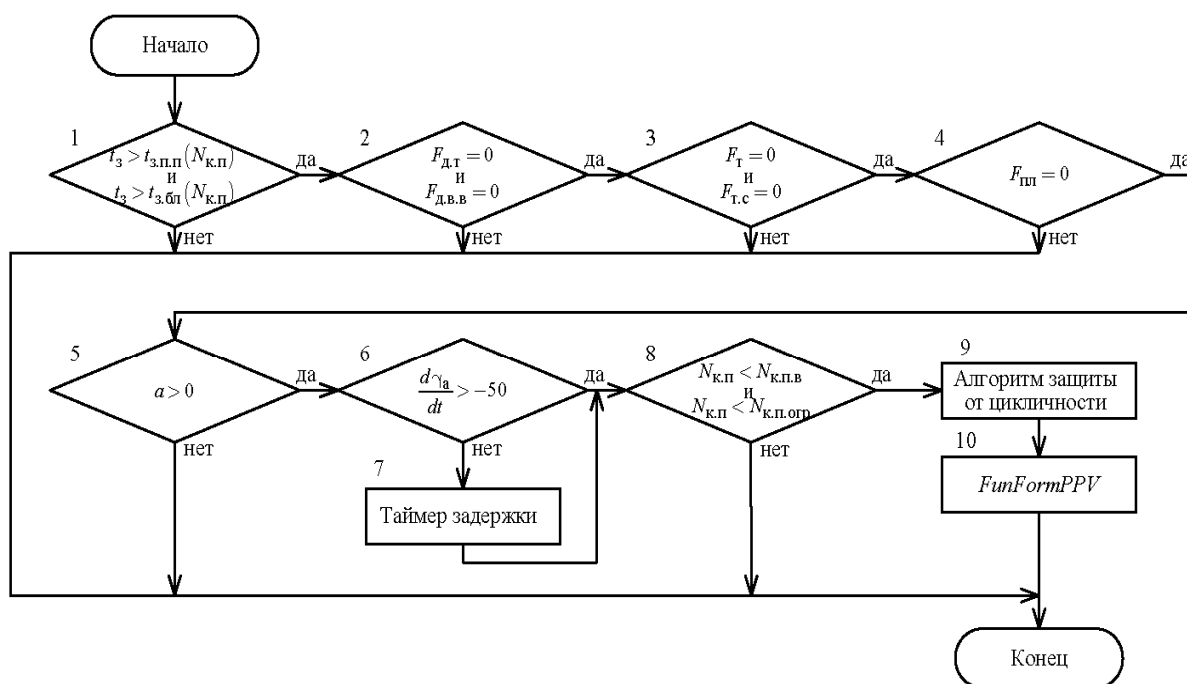


Рис. 1. Схема алгоритма формирования информации о переходе к программе переключения передач

При мгновенном отпуске педали акселератора может произойти необоснованное переключение на высшую передачу, что увеличивает количество переключений и ухудшает комфортность условий работы. Поэтому

вводится контроль скорости изменения координаты положения педали акселератора $d\gamma_a/dt$: её значение не должно превышать $(-50 \text{ \%}/\text{с})$. При невыполнении этого условия включается таймер задержки перехода к выполнению ос-

тальных проверок (блок 7), предусмотренных в блоках 8 и 9. Выход к программе *FunFormPPV* также запрещается, если включена высшая передача $N_{к.п.в}$ либо введено водителем ограничение на использование высших передач. Ограничение номера высшей передачи $N_{к.п.огр}$ осуществляется водителем посредством перевода рычага селектора режимов управления ГМП в положение *L* (*Low*). Эти ограничения реализуются в блоке 8.

В тяжёлых дорожных условиях (низкое качество покрытия, холмистая местность и др.) могут происходить чрезмерно частые переключения смежных передач (цикличность переключения). Для исключения цикличности введена подпрограмма, оценивающая интервалы совершаемых переключений (блок 9). Если периодически с интервалами времени меньше заданной величины происходит последовательная смена одних и тех же смежных передач, то это отождествляется с явлением цикличности и подпрограмма блока 9 запрещает дальнейшие переключения передач вверх на заданный период времени задержки.

На рис. 2 приведена схема алгоритма переключений с низших на высшие передачи. Схема содержит две ветви: левая ветвь отображает алгоритм переключения $1 \rightarrow 2$ (с первой на вторую передачу), а правая ветвь – переключения на более высокие передачи. Переход к соответствующей ветви происходит в блоке 1. Наличие двух ветвей обусловлено различием характеристик этих переключений.

Рассмотрим схему алгоритма переключения $1 \rightarrow 2$, начинающуюся с блока 2. В этом блоке проверяется выполнение требования к температуре рабочей жидкости $T_{р.ж}$, предъявляемое к коробкам передач с автоматическим управлением. Переключение на высшие

передачи при температуре ниже $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ не допускается, но разрешается движение автомобиля на первой передаче. Поэтому при $T_{р.ж} < 40\text{ }^{\circ}\text{C}$ алгоритм завершает свою работу.

При $T_{р.ж} \geq 40\text{ }^{\circ}\text{C}$ в блоке 4 или в блоке 5, в зависимости от величины координаты положения педали акселератора γ_a (блок 3), производится вычисление порогового значения частоты вращения выходного вала КП $n_{п.п.в}$, соответствующего скорости автомобиля при переключении на вторую передачу. Если $\gamma_a > 60\text{ }%$, то значение $n_{п.п.в}$ вычисляется в блоке 4 на основе выражения

$$n_{п.п.в}(1 \rightarrow 2) = \frac{b_0 + b_1 \gamma_a}{u_{к.п}(1)}, \quad (1)$$

где b_0, b_1 – коэффициенты; γ_a – положение педали акселератора, %; $u_{к.п}(1)$ – передаточное число первой передачи.

Выражение (1) представляет собой уравнение регрессии, методика получения которого изложена в [1]. При $\gamma_a \leq 60\text{ }%$ значение $n_{п.п.в}$ вычисляется из соотношения, приведенного в блоке 5.

В блоке 6 проверяется информация об исправности датчика частоты вращения выходного вала КП, представляемая дискретным сигналом $F_{д.в.в}$. При $F_{д.в.в} = 0$ этот датчик исправен, тогда в блоке 7 производится сравнение частоты вращения выходного вала КП $n_{в.в}$ с пороговым значением $n_{п.п.в}$. Если условие блока 7 выполняется, то происходит переход к блокам 25 и 26, в которых формируется информация, необходимая для осуществления операций управления фрикционами КП и переключением передач, выполняемых в соответствующих модулях программы управления.

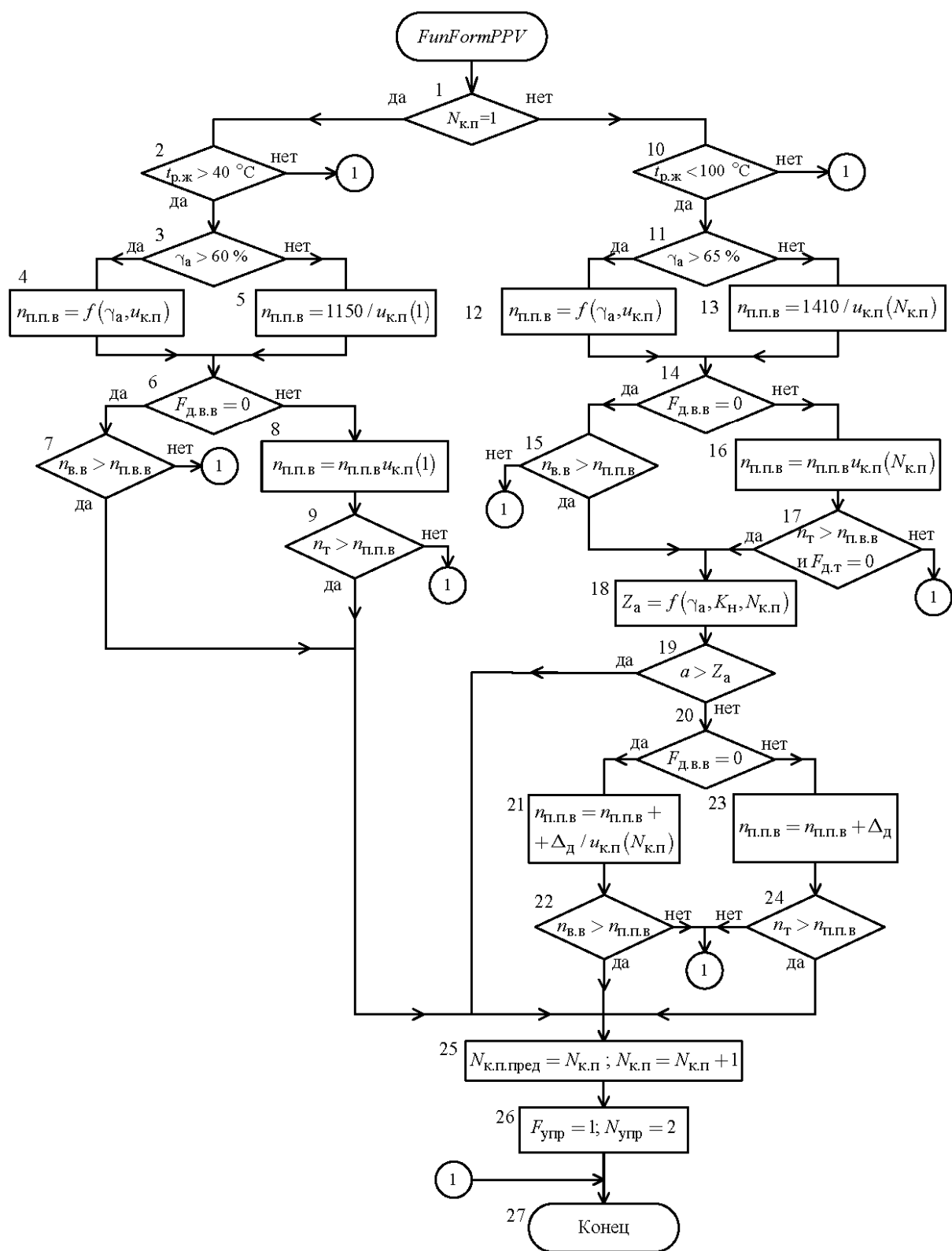


Рис. 2. Схема алгоритма переключений с низших на высшие передачи

Эта информация включает номер предыдущей передачи $N_{\text{к.п.пред}} = N_{\text{к.п}}$ (в данном случае первой), номер включаемой передачи $N_{\text{к.п}} = N_{\text{к.п}} + 1 = 2$, сигнал на управление переключением передач $F_{\text{упр}} = 1$ и сигнал вида совершаемого управления $N_{\text{упр}} = 2$. Обозначение вида управления $N_{\text{упр}} = 2$ означает переключение передач вверх.

При неисправном датчике частоты вращения выходного вала КП его информационный сигнал $F_{\text{д.в.в}} = 1$. Тогда используется датчик частоты вращения турбины при условии, что его информационный сигнал $F_{\text{д.т}} = 0$, т. е. датчик исправен. Выполнение условия переключения на вторую передачу в этом случае проверяется в блоке 9 путем сравнения частоты вращения турбины $n_{\text{т}}$ с ее пороговым значением $n_{\text{п.п.в}}$, вычисляемым в блоке 8.

При $N_{\text{к.п}} \neq 1$ (блок 1) используется правая ветвь алгоритма. Проверяется выполнение условий, отображенных в блоках 10 и 11. При температуре рабочей жидкости $T_{\text{р.ж}}$, превышающей 100°C , переключение на высшие передачи не допускается. Если $T_{\text{р.ж}} < 100^\circ\text{C}$, то в зависимости от величины координаты γ_a в блоке 12 либо 13 производится вычисление значения $n_{\text{п.п.в}}$. При $\gamma_a > 65\%$ (блок 12) используется выражение

$$n_{\text{п.п.в}}(i \rightarrow i+1) = \frac{b_0 + b_1\gamma_a + b_2\gamma_a^2}{u_{\text{к.п}}(i)}, \quad (2)$$

где i – номер включенной (предыдущей) передачи; $u_{\text{к.п}}(i)$ – передаточное число i -й передачи; b_0, b_1, b_2 – коэффициенты уравнения регрессии.

Численные значения коэффициентов b_i в выражениях (1) и (2) при одних и тех же индексах i различны.

При $\gamma_a \leq 65\%$ значение $n_{\text{п.п.в}}$ вычисляется в блоке 13.

В блоках 14–17 выполняются процедуры, аналогичные рассмотренным выше для блоков 6–9 левой ветви схемы алгоритма. Если условие блока 15 или 17 выполняется, осуществляется переход к блоку 18. В противном случае возможность переключения на высшую передачу исключается, и работа алгоритма завершается.

Успешный выход из блока 15 (или 17) представляет собой лишь необходимое условие для переключения на высшую передачу, т. к. скорость автомобиля достигла порогового значения. Однако оно может оказаться недостаточным для устойчивого режима движения на этой передаче. Если ускорение автомобиля на включенной высшей передаче окажется отрицательным, скорость его начнет падать и может произойти обратное переключение. В результате будут происходить частые необоснованные переключения двух смежных передач между собой. Для исключения этого нежелательного явления в блоке 18 вычисляется величина запаса ускорения Z_a на данной передаче, позволяющая прогнозировать целесообразность переключения на следующую высшую передачу при движении в данных дорожных условиях.

Характеристика запаса ускорения $Z_a = f(\gamma_a, K_{\text{н}}, N_{\text{к.п}})$ определяется по формуле

$$Z_a = b_0 + b_1\gamma_a + b_2K_{\text{н}} + b_3\gamma_a K_{\text{н}} + b_4\gamma_a^2 + b_5K_{\text{н}}^2, \quad (3)$$

где $b_0, b_1, \dots, b_5$ – коэффициенты регрессии, зависящие от номеров переключаемых передач; $K_{\text{н}}$ – коэффициент уровня загрузки грузовой платформы автомобиля (при полной загрузке $K_{\text{н}} = 1$, для порожнего автомобиля $K_{\text{н}} = 0$).

Методика получения уравнения регрессии (3) изложена в [1].

Если ускорение автомобиля a при движении в данных дорожных условиях превышает величину Z_a , переключение на следующую высшую передачу не приведет к замедлению автомобиля и будет вполне обоснованным. Поэтому при выполнении условия блока 19 в блоке 25 запоминается номер предыдущей передачи $N_{к.п.пред} = N_{к.п}$ и присваивается номер включаемой смежной высшей передачи $N_{к.п} = N_{к.п} + 1$, а в блоке 26 формируется сигнал на управление переключением передач $F_{упр} = 1$ и указывается его вид $N_{упр} = 2$, что означает переключение вверх.

Блоки 20–24 введены для возможности учета особенностей характеристики двигателя при всережимном регулировании частоты вращения колнчатого вала. Такой способ управления скоростным режимом применяется наиболее часто в дизельных двигателях грузовых автомобилей большой грузоподъемности. При медленном разгоне автомобиля с таким двигателем на данной передаче и постепенном изменении дорожных условий двигатель может выйти на регуляторную ветвь скоростной характеристики. Тогда при превышении порогового значения $n_{п.п.в}$ на соответствующую величину $\Delta n_{п.п.в}$ и при положительном ускорении автомобиля $a > 0$ может также оказаться целесообразным переход на высшую передачу. В блоке 21 $\Delta n_{п.п.в} = \Delta n_d / u_{к.п}(N_{к.п})$, а в блоке 23 $\Delta n_{п.п.в} = \Delta n_d$, где Δn_d – приращение частоты вращения вала двигателя при работе на регуляторной ветви характеристики в процессе разгона. Значение Δn_d выбирается из условия равенства ускорений на двух смежных передачах, между которыми осуществляется переключение. Тогда в блоке 21 или 23 осу-

ществляется пересчет порогового значения параметра $n_{п.п.в}$ и при выполнении условий блока 22 или 24 формируется команда на переключение.

Схема алгоритма переключений с высших на низшие передачи представлена на рис. 3. Структура этого алгоритма аналогична структуре алгоритма переключений с низших на высшие передачи. Левая ветвь алгоритма отображает процедуры алгоритма переключения со второй на первую передачу, а правая ветвь – аналогичных переключений более высоких передач.

Пороговое значение частоты вращения выходного вала КП $n_{п.п.н}$ при переключении $2 \rightarrow 1$ (блок 3) вычисляется по формуле

$$n_{п.п.в}(2 \rightarrow 1) = \frac{b_0 + b_1 \gamma_a - \Delta n_T}{u_{к.п}(1)}, \quad (4)$$

а при переключениях на более высоких передачах (блок 10) – по формуле

$$n_{п.п.в}(i \rightarrow i-1) = \frac{b_0 + b_1 \gamma_a + b_2 \gamma_a^2 - \Delta n_T}{u_{к.п}(i-1)}, \quad (5)$$

где b_0, b_1, b_2 – коэффициенты уравнений регрессий; Δn_T – величина гистерезиса характеристик переключения с низших на высшие передачи по отношению к характеристикам обратных переключений, приведенная к валу турбины, об/мин; i – номер включенной передачи; $u_{к.п}(i-1)$ – передаточное число включаемой передачи с номером $(i-1)$.

Значения коэффициентов b_0, b_1 в выражении (4) такие же, как в формуле (1), а коэффициенты b_0, b_1, b_2 выражения (5) совпадают с коэффициентами формулы (2). У двигателей с всережимным регулированием эти коэффициенты постоянны, но различаются для каждой конкретной модели двигателя. Для двигателей с управлением подачей топлива непосредственно педалью акселератора (т. е. водителем) зависимости $n_{п.п.в} = f(\gamma_a)$

гораздо сложнее, поэтому обычно используется информация о работе дви-

гателя в виде многомерного массива данных.

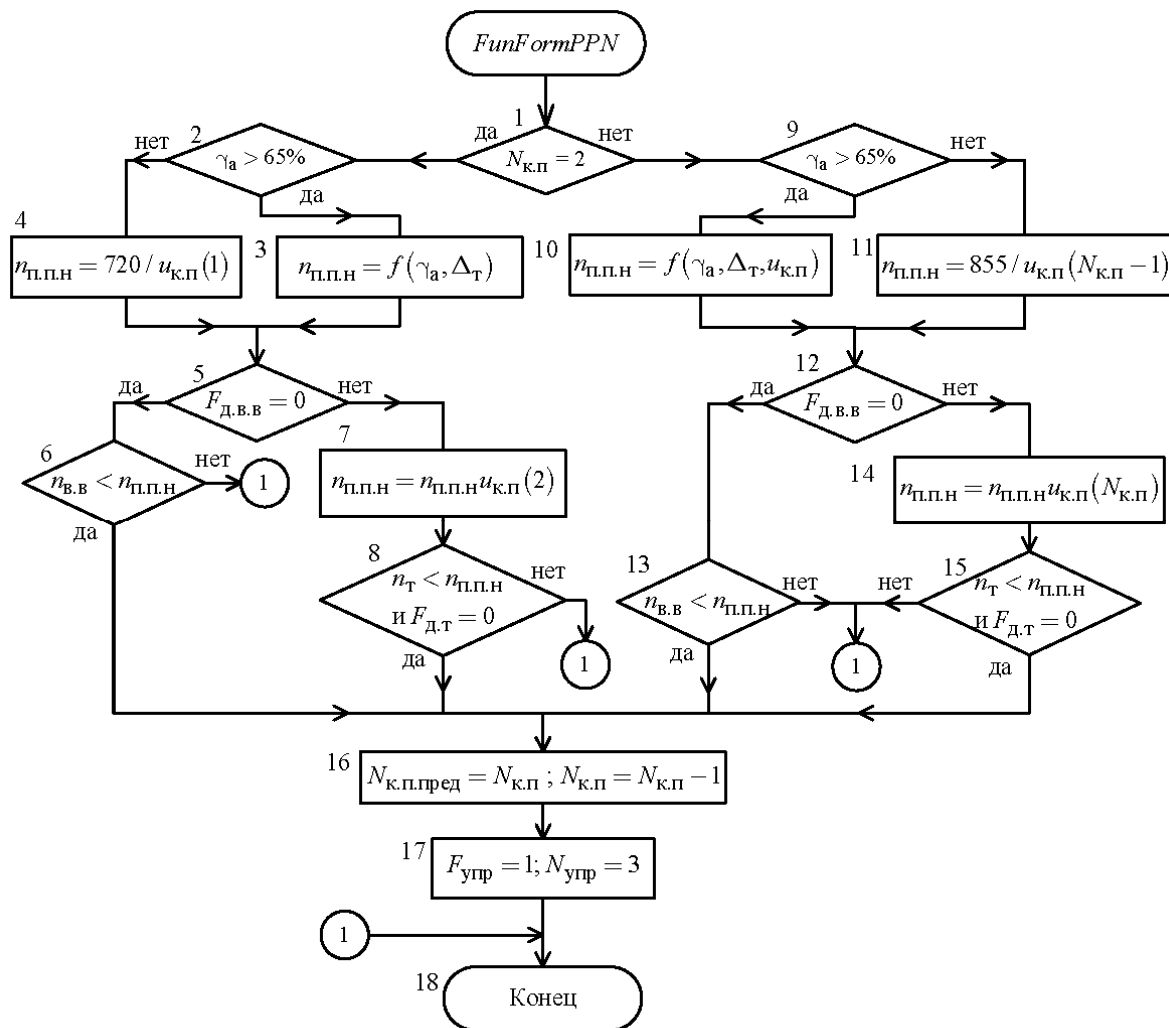


Рис. 3. Схема алгоритма переключений с высших на низшие передачи

При торможении автомобиля дискретный сигнал включения рабочего тормоза принимает значение $F_T = 1$. Тогда, согласно схеме алгоритма на рис. 1, переключение передач запрещается. После отпускания педали тормоза происходит смена сигнала с $F_T = 1$ на $F_T = 0$, в результате запускается программа сравнения скорости движения автомобиля со значениями скоростей, характерными для соответствующих передач, т. е. с пороговыми значениями. Схема алгоритма этой программы пока-

зана на рис. 4. Она позволяет включить необходимую передачу после прекращения торможения автомобиля.

Пороговые значения частоты вращения выходного вала КП $n_{п.п.в}(i \rightarrow i+1)$ переключения с i -й на $(i+1)$ -ю передачу вычисляются по уравнениям регрессий (1), (2), (4), (5) при нулевой координате положения педали акселератора $\gamma_a = 0$. В блоках 2, 5, 8, 11, 14 частота вращения выходного вала КП $n_{в.в}$ сравнивается с пороговыми значениями, и происходит выбор необ-

ходимой передачи $N_{к.п}$. В блоках 3, 6, 9, 12, 15 номер включённой передачи $N_{к.п}$, при которой осуществлялось торможение, сравнивается с выбранным номером. Если они не совпадают, то

формируются информационные сигналы $N_{к.п}$ и $N_{упр}$ на включение соответствующей передачи.

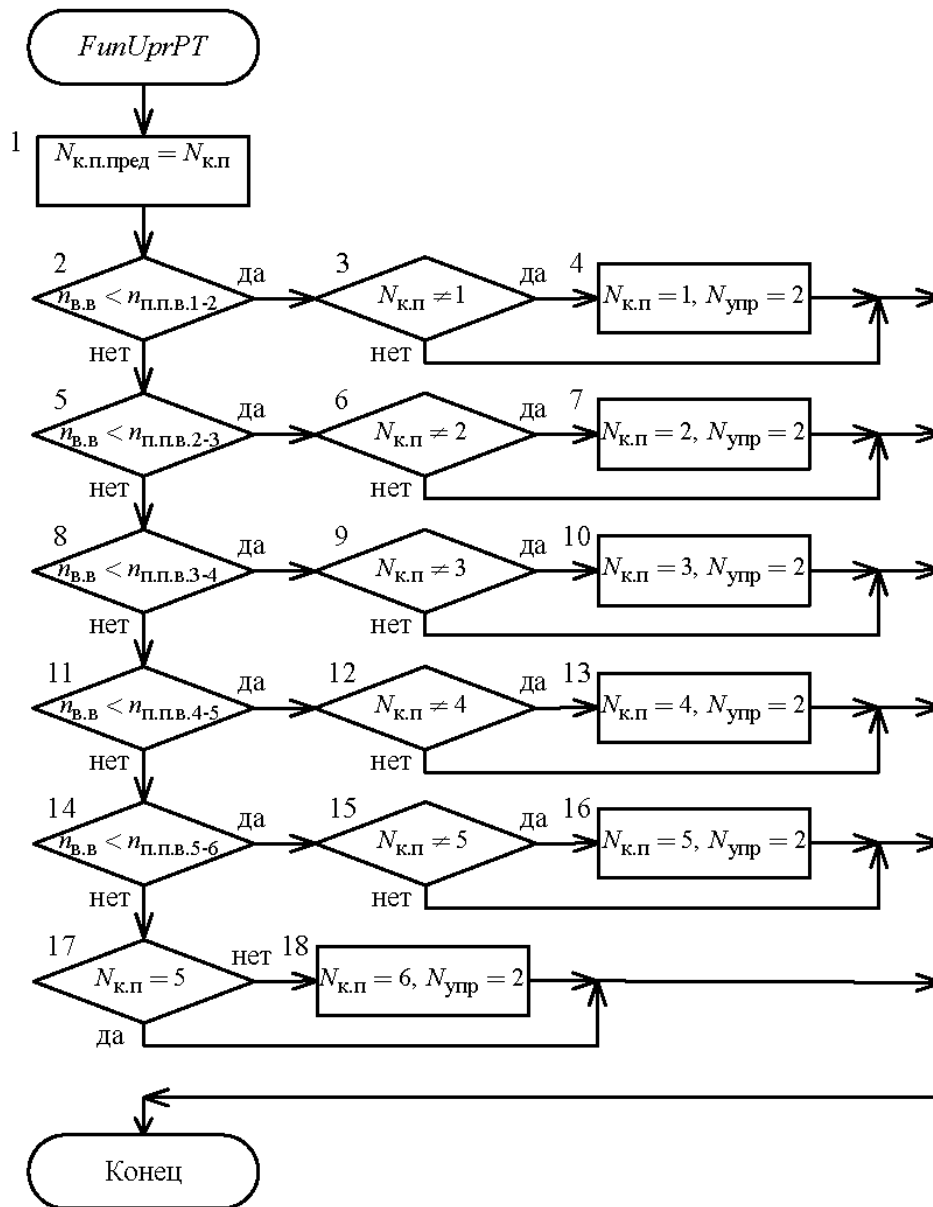


Рис. 4. Схема алгоритма включения передачи после торможения автомобиля

Для оценки влияния характеристик автоматического управления на функционирование механизмов коробки передач проведено моделирование процесса разгона автомобиля. Разгон осу-

ществляли на участке дороги с твердым покрытием длиной 1 км. Варьировали величину продольного уклона h , коэффициента нагрузки K_H и порогового значения частоты вращения турбины

гидротрансформатора при переключении на высшие передачи $n_{п.п.в}$. Разгон осуществлялся при полной подаче топлива в двигатель, т. е. при $\gamma_a = 100\%$. Использовалась математическая модель системы двигатель–трансмиссия–ведущие колеса–дорога, приведенная в [2–4].

Исследовалось влияние параметров $n_{п.п.в}$, K_H и h на удельную работу

буксования фрикционов $W_{уд}$, осуществляющих переключение передач, на максимальные значения вращающего момента карданного вала $M_{к.мах}$, частоты вращения турбины $n_{т.мах}$ и ускорения автомобиля $a_{мах}$ в процессе переключения передачи. На рис. 5 приведены графики изменения исследуемых параметров при переключении 3 → 4 (с третьей на четвертую передачу).

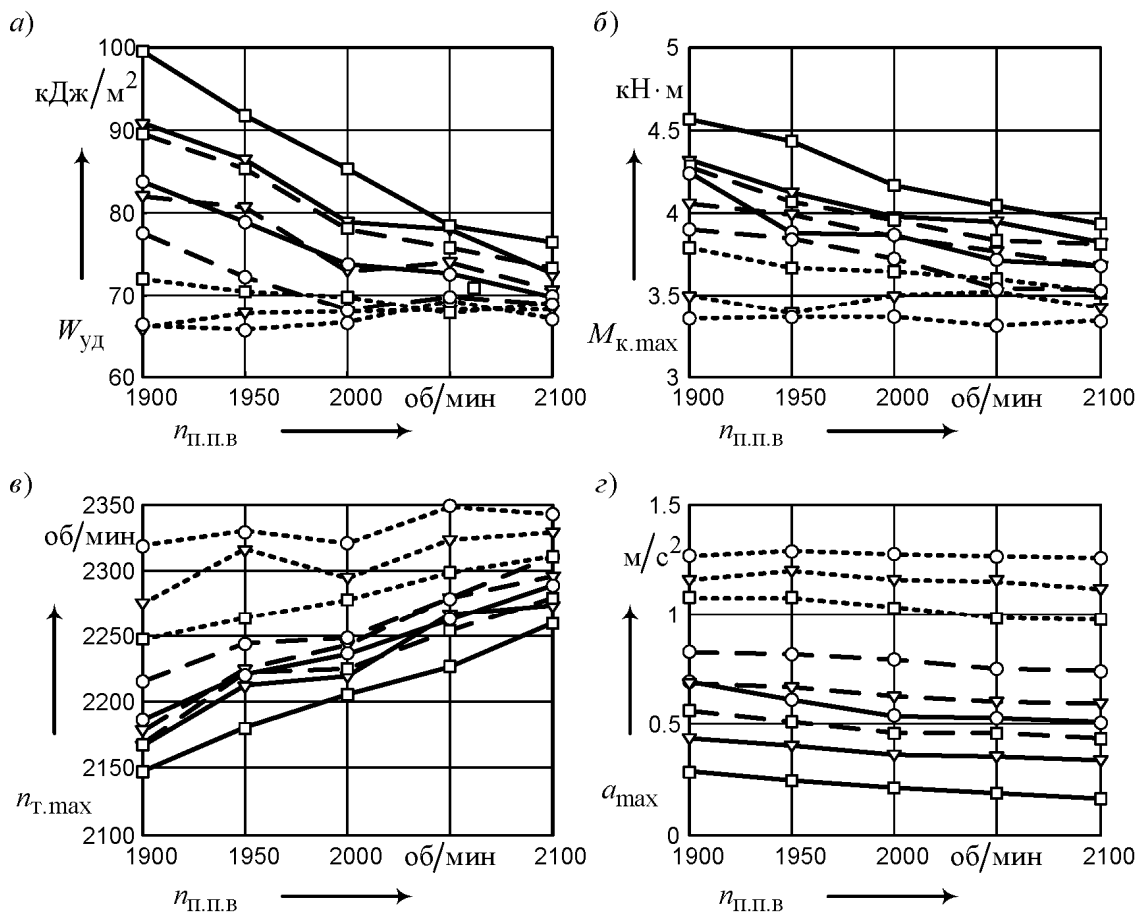


Рис. 5. Графики зависимостей параметров $W_{уд}$, $M_{к.мах}$, $n_{т.мах}$ и $a_{мах}$ от параметра управления $n_{п.п.в}$ при переключении передач 3 → 4: сплошные линии – при $K_H = 1$; штриховые – при $K_H = 0,5$; точечные – при $K_H = 0$; $\circ$ – $h = 0\%$; ∇ – $h = 2\%$; $\square$ – $h = 4\%$

Удельная работа буксования $W_{уд}$ характеризует тепловую напряженность и износ фрикционных дисков элементов управления, а вращающий момент

$M_{к.мах}$ – механические нагрузки на механизмы трансмиссии. Следовательно, они определяют надежность и долговечность автоматической коробки пере-

дач. Ускорение $a_{\max}$ отображает комфортность условий, создаваемых для водителя и пассажиров. Значение $n_{T.\max}$ характеризует величину заброса угловой скорости турбины относительно $n_{п.п.в}$ во время переключения передачи. Чем выше $n_{T.\max}$, тем больше начальная относительная скорость скольжения дисков включаемого фрикциона. Для повышения надежности автоматической коробки передач необходимо стремиться к уменьшению всех рассматриваемых параметров.

Как видно из приведенных на рис. 5 графиков, наибольшее влияние на $W_{уд}$, $M_{к.\max}$, $n_{T.\max}$ и $a_{\max}$ оказывают уровень загрузки автомобиля K_H и уклон дороги h , т. е. эксплуатационные условия. Но их значения существенно зависят также от параметра управления $n_{п.п.в}$. Опыт эксплуатации карьерных самосвалов БелАЗ с ручной (командной) системой управления показывает, что водители часто осуществляют переключение на высшие передачи при сравнительно низкой частоте вращения

вала двигателя n_d , обычно в пределах 1900...2000 об/мин. Однако, как следует из полученных результатов моделирования, при этом возрастают значения $W_{уд}$ и $M_{к.\max}$. Очевидно, что оптимальное пороговое значение частоты вращения турбины $n_{п.п.в}$ находится в пределах 2050...2100 об/мин, что и реализовано в предложенном алгоритме автоматического переключения передач. Значение $a_{\max}$ почти не зависит от $n_{п.п.в}$ (рис. 5, з).

На рис. 6, а и б представлены графики зависимостей времени t_M преодоления участка разгона длиной 1 км и расхода топлива Q_M автомобилем БелАЗ-7555Е с автоматической КП. Очевидно, что значения t_M и Q_M существенно зависят от загрузки автомобиля и дорожных условий, т. е. от параметров K_H и h , но, вместе с тем, почти не зависят от параметра управления $n_{п.п.в}$ в исследованном диапазоне его изменений 1900...2100 об/мин.

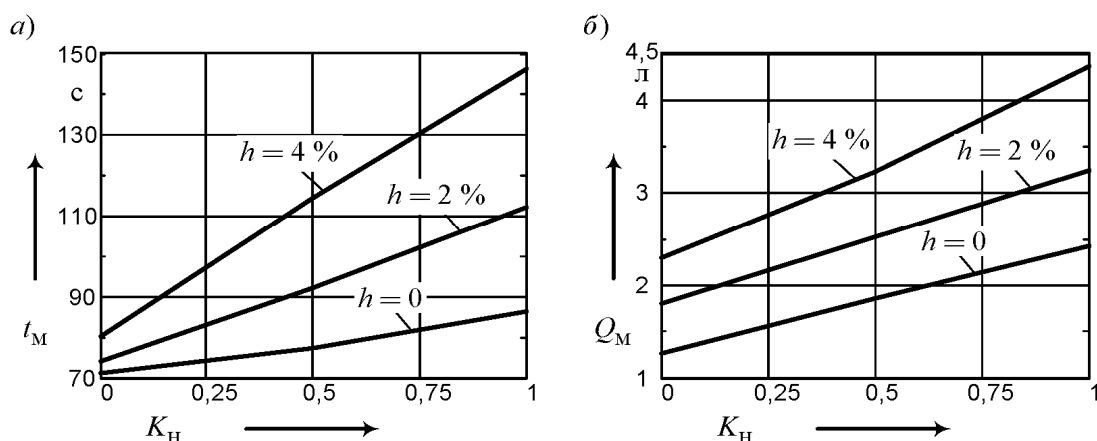


Рис. 6. Графики зависимостей t_M и Q_M от коэффициента загрузки K_H и уклона дороги h при разгоне автомобиля на контрольном участке пути

Разработанные алгоритмы использованы в созданной кафедрой «Автомобили» Белорусско-Российского университета мехатронной системе автомати-

били» Белорусско-Российского университета мехатронной системе автомати-

ческого управления и диагностирования гидромеханической передачи для модернизированного карьерного самосвала БелАЗ-7555Е. Проведенные эксплуатационные испытания в условиях карьер-

ера «Гранит» (г. п. Микашевичи, Брестская обл.) показали высокую эффективность предложенных алгоритмов и надежность функционирования системы управления.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Тарасик, В. П.** Синтез алгоритма автоматического переключения передач автомобиля с гидромеханической трансмиссией / В. П. Тарасик // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2013. – № 1. – С. 46–58.
2. **Горбатенко, Н. Н.** Диагностирование гидромеханических передач : монография / Н. Н. Горбатенко, А. Н. Егоров, В. В. Региня ; под общ. ред. д-ра техн. наук, проф. В. П. Тарасика. – Могилёв : Белорус.-Рос. ун-т, 2010. – 511 с.
3. **Тарасик, В. П.** Моделирование процесса нагрева многодисковых фрикционов гидромеханической передачи / В. П. Тарасик, Ю. С. Романович, В. С. Савицкий // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. 2012. – № 1. – С. 107–117.
4. Прогнозирование нагруженности механизмов гидромеханической трансмиссии карьерного самосвала на основе математического моделирования / В. П. Тарасик [и др.] // Грузовик. – 2013. – № 6. – С. 24–36.

Статья сдана в редакцию 30 декабря 2014 года

Владимир Петрович Тарасик, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет.
E-mail: avto@bru.mogilev.by.

Роман Владимирович Плякин, ст. преподаватель, Белорусско-Российский университет.
E-mail: romanp@tut.by.

Vladimir Petrovich Tarasik, DSc (Engineering), Prof., Belarusian-Russian University.
E-mail: avto@bru.mogilev.by.

Roman Vladimirovich Pliakin, senior lecturer, Belarusian-Russian University. E-mail: romanp@tut.by.

УДК 629.3

В. П. Тарасик, Ю. С. Романович

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ПЕРЕКЛЮЧЕНИЯ ПЕРЕДАЧ КАРЬЕРНОГО САМОСВАЛА С ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧЕЙ

UDC 629.3

V. P. Tarasik, Y. S. Romanovich

STUDY OF GEAR SHIFT PROCESS IN QUARRY DUMP TRUCKS WITH HYDROMECHANICAL TRANSMISSION

Аннотация

Приведены результаты исследований процессов функционирования фрикционов гидромеханической передачи при переключении ступеней. Получены графики зависимостей принятых критериев оценки качества переходных процессов от параметров управления фрикционами. Выполнен анализ баланса энергии в базовой коробке передач и дополнительной коробке в процессе буксования фрикционов. Приведены рекомендации к выбору параметров управления переключением передач.

Ключевые слова:

гидромеханическая передача, гидротрансформатор, коробка передач, базовая коробка передач, дополнительная коробка, фрикцион, время регулирования, время перекрытия передач, баланс энергии.

Abstract

The paper presents results of the study of the operation of friction clutches in the hydromechanical transmission during gear shifting. Diagrams of the dependencies of accepted criteria assessing the quality of transient processes from the parameters of friction clutches control have been obtained. The analysis of the energy balance in the basic gearbox and the additional gearbox in the process of clutch slip has been performed. The recommendations for the choice of parameters of gearshift control are given.

Key words:

hydromechanical transmission, torque converter, gearbox, basic gearbox, additional gearbox, friction clutch, control time, gears overlap time, energy balance.

На карьерных самосвалах БелАЗ грузоподъемностью 30, 45 и 60 т применяется семейство унифицированных гидромеханических передач, различающихся между собой энергоемкостью гидротрансформатора и количеством ступеней коробки передач. На 60-тонных машинах применяется шестиступенчатая коробка передач, а на машинах меньшей грузоподъемности – пятиступенчатая.

Для этих самосвалов кафедрой «Автомобили» Белорусско-Российского университета создана мехатронная сис-

тема автоматического управления (МСАУ), обеспечивающая автоматическое переключение передач и диагностирование технического состояния всех её основных механизмов. Структура МСАУ, конструктивное исполнение и принцип действия приведены в [1–3]. При создании МСАУ значительное внимание уделялось обеспечению процесса качественного переключения передач и надежности функционирования фрикционов, посредством которых осуществляется переключение.

На рис. 1 показана кинематическая

схема шестиступенчатой коробки передач, приведена таблица включаемых фрикционов и значений передаточных

чисел. На схеме отображены числа зубьев шестерен.

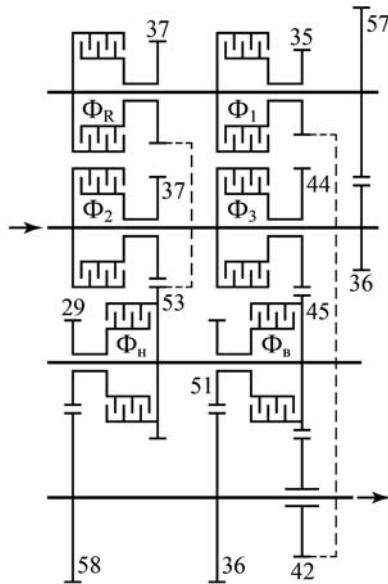


Рис. 1. Кинематическая схема коробки передач

Коробка передач (КП) выполнена по схеме с тремя степенями свободы, следовательно, для включения любой ступени необходимо замкнуть два фрикциона. Её структуру можно условно представить состоящей из двух частей – базовой коробки передач (БКП) и дополнительной коробки (ДК), выполняющей функции демультипликатора. В состав БКП входят фрикционы Φ_1, Φ_2, Φ_3 и Φ_R , включающие соответственно первую, вторую, третью передачи и передачу реверса, а ДК удваивает количество ступеней на выходном валу коробки передач посредством фрикционов понижающего Φ_H и повышающего Φ_B диапазонов. При смене диапазонов необходимо включить два новых фрикциона и выключить два фрикциона предыдущей передачи. Такие переключения выполняются при переходе с 3-й на 4-ю ступень ($3 \rightarrow 4$) и с 4-й на 3-ю ($4 \rightarrow 3$). Формирование характеристик управления в этом случае

Номер ступени	Включаемые элементы	Передаточное число
I	$\Phi_1 \Phi_H$	4,071429
II	$\Phi_2 \Phi_H$	2,864865
III	$\Phi_3 \Phi_H$	2,045455
IV	$\Phi_1 \Phi_B$	1,436975
V	$\Phi_2 \Phi_B$	1,011129
VI	$\Phi_3 \Phi_B$	0,721925
R	$\Phi_R \Phi_H$	-4,536036

затруднительно, т. к. необходимо согласовать работу четырех одновременно управляемых фрикционов.

Опыт создания МСАУ показывает, что высокие показатели качества переходных процессов в трансмиссии и надежность функционирования фрикционов достигаются путем согласованного управления фрикционами коробки передач и двигателем при переключении передач [4, 5].

Основными параметрами характеристики включаемого фрикциона являются: начальное давление рабочей жидкости в гидроцилиндре $p_{\phi 0}$; скорость нарастания давления $k_p = dp_{\phi}/dt$; время перекрытия характеристик управления включаемым и выключаемым фрикционами $t_{п.п}$ (называемое в дальнейшем временем перекрытия передач). Графики характеристик управления фрикционами с отображением указанных параметров приведены в [5, 7].

Управление режимами работы двигателя в интервале времени переключения передачи может осуществляться двумя способами: изменением настройки регулятора скоростного режима или снижением вращающего момента двигателя (снижением подачи топлива).

Исследование влияния характеристик управления фрикционами и двигателем на показатели качества переходных процессов при переключении передач осуществлялось на основе математического моделирования. Использовалась математическая модель, приведенная в [4].

На основании проведенных исследований по управлению фрикционами планетарной коробки передач [5, 7] установлено, что наибольшее влияние на показатели качества переходных процессов оказывают время перекрытия передач $t_{п.п}$ и управление двигателем. Снижение настройки скоростного режима двигателя осуществлялось путем имитации уменьшения угла поворота педали акселератора $\Delta\gamma_a$ на интервале времени переключения. Снижение вращающего момента двигателя ΔM_d обеспечивалось изменением параметров его внешней скоростной характеристики.

В качестве критериев оценки процессов управления переключением передач использовались следующие параметры: удельная работа $W_{уд}$ и удельная мощность $P_{уд}$ буксования фрикциона; время буксования t_b ; максимальное приращение температуры поверхностного слоя фрикционных дисков $\Delta T_{п}$; приращение объемной температуры после завершения процесса включения фрикциона $\Delta T_{об}$; максимальные значения вращающих моментов на карданном валу M_k и на валу турбины M_T и их коэффициенты динамичности $k_{д.к}$ и $k_{д.т}$; изменение момента двигателя

ΔM_d , частоты вращения вала двигателя Δn_d и турбины гидротрансформатора Δn_T ; максимальное ускорение автомобиля в переходном процессе a_{max} ; максимальное значение производной ускорения по времени (джерк) j_{max} .

Имитировалось движение самосвала в условиях карьера «Ерунаковский» (г. Новокузнецк, Кемеровская обл. РФ). Параметры характеристик этого карьера приведены в [6].

На рис. 2, а–з приведены графики, отображающие результаты моделирования процесса переключения передач $3 \rightarrow 4$. Они соответствуют параметрам управления $t_{п.п} = 0$ и $\Delta\gamma_a = 20\%$.

Характеристики управления давлением в гидроцилиндрах включаемых $P_{ф1}$, $P_{фв}$ и выключаемых фрикционов $P_{ф3}$, $P_{фн}$, а также в гидроцилиндре фрикциона блокировки гидротрансформатора $P_{бл}$ представлены на рис. 2, а. В момент подачи сигнала МСАУ на переключение передачи давления $P_{ф3}$, $P_{фн}$ снижаются примерно в два раза. После заполнения гидроцилиндров включаемых фрикционов Φ_1 и Φ_v формируются характеристики давлений $P_{ф1}$ и $P_{фв}$, а гидроцилиндры фрикционов Φ_3 и Φ_n соединяются со сливом. Одновременно выключается фрикцион блокировки ГДТ. Время регулирования давлений $P_{ф1}$ и $P_{фв}$ принималось $t_p = 0,9$ с. Если тот или иной фрикцион замыкается за более короткий интервал времени, чем принятое t_p , то давление сразу же поднимается до номинальной величины, что предотвращает его последующую разблокировку и буксование при возможном увеличении передаваемой нагрузки в переходном процессе.

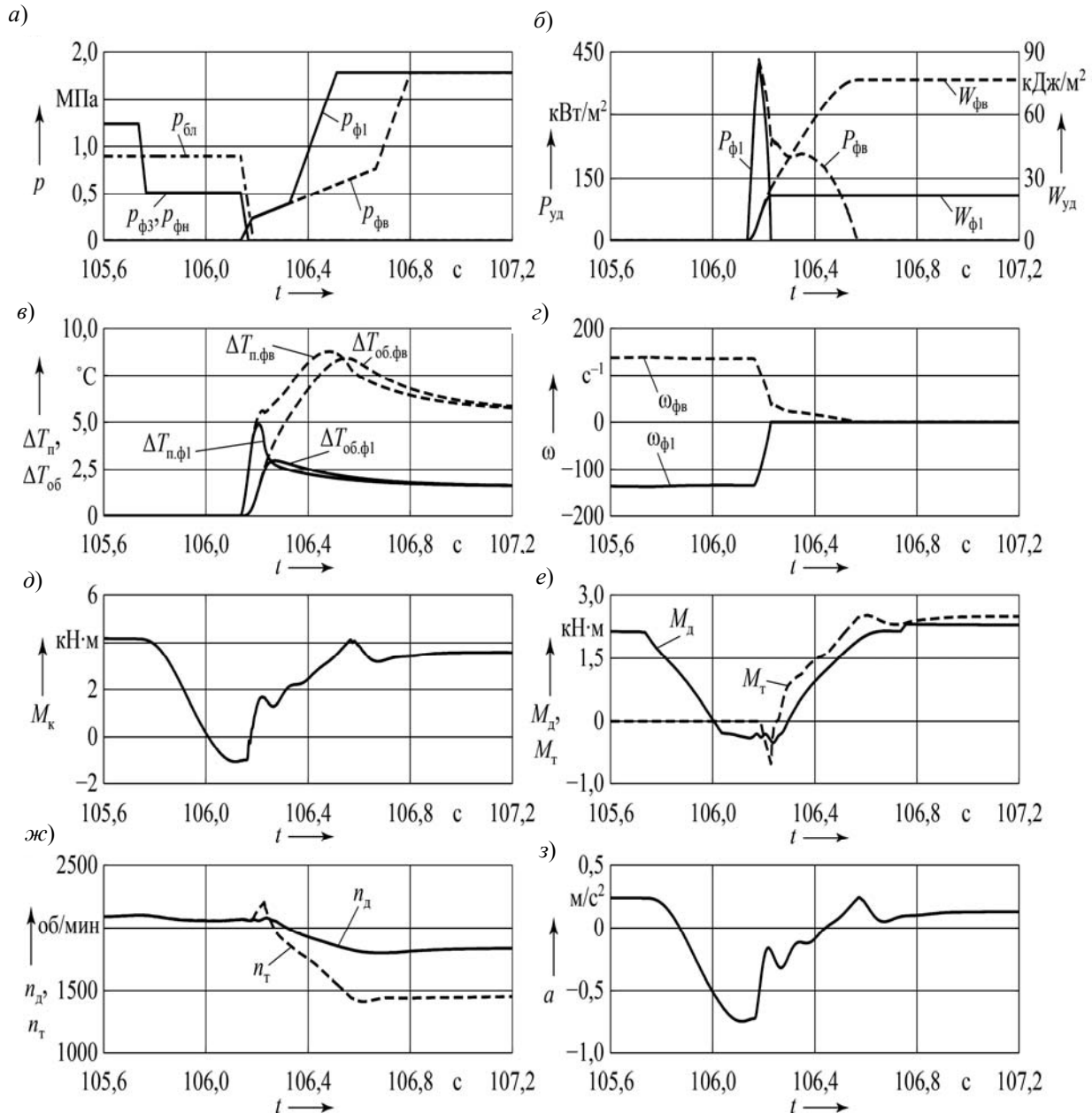


Рис. 2. Графики характеристик управления и показателей качества переходного процесса при переключении 3 → 4

Согласно рис. 2, б, время буксования фрикциона Φ_1 составляет лишь 0,0913 с, а буксование фрикциона Φ_2 продолжается до 0,429 с, т. е. в 4,7 раза дольше, что приводит к более высокому нагреву фрикционных дисков (рис. 2, в). Отметим, что все фрикционы исследуемой КП абсолютно одинаковы по всем параметрам. Но запас момента трения

фрикциона Φ_1 в 1,29 раза выше, чем у фрикциона Φ_2 , из-за различного расположения их в кинематической схеме (см. рис. 1). Для выяснения, является ли это причиной различий их времени буксования, выполнялась имитация включения фрикциона Φ_2 с соответствующим повышением уровня давления в его гидроцилиндре. Время буксования его в

этом случае оказалось равным 0,430 с, а фрикциона Φ_1 – 0,099 с. Следовательно, есть другая причина данного явления. Она будет рассмотрена далее при анализе баланса энергии, передаваемой механизмами КП на интервале времени одновременного буксования обоих фрикционов.

Вместе с тем, следует отметить, что процессы буксования обоих фрикционов не конфликтны и относительные скорости скольжения их фрикционных дисков согласованно снижаются (рис. 2, *з*).

На рис. 2, *д* показан график изменения момента на карданном валу M_K , а на рис. 2, *е* – моментов двигателя M_D и турбины M_T . Эти графики иллюстрируют почти полное исключение динамического возрастания нагрузок в трансмиссии. Коэффициент динамичности примерно равен единице. Однако наблюдается кратковременное незначительное торможение, сопровождаемое переходом моментов M_D , M_T и M_K в отрицательные области, что приводит к замедлению автомобиля (рис. 2, *з*). Это явление наблюдается и при использовании второго способа управления двигателем, т. е. снижением его момента, поскольку оно связано с постепенным плавным возрастанием моментов трения фрикционов Φ_1 и Φ_B . Но в реальных условиях движения машины, как показывает опыт, это почти неощутимо водителем.

Положительный эффект управления двигателем заключается в том, что за время переключения передачи снижается величина заброса скорости турбины и не происходит разгон двигателя (рис. 2, *ж*). При этом существенно снижается работа трения фрикционов и нагрев дисков, что подтверждают приведенные ниже рис. 4 и 5.

Графики, представленные на рис. 3, *а–з*, иллюстрируют протекание исследуемых процессов при переключении $4 \rightarrow 3$. В этом случае включают-

ся фрикционы Φ_3 и Φ_H вместо Φ_1 и Φ_B (рис. 3, *а*). Гидротрансформатор при этом разблокируется до переключения передачи при более высокой скорости движения, что способствует снижению динамических нагрузок и теплонапряженности фрикционов. Как видно из рис. 3, *б*, время буксования обоих фрикционов Φ_3 и Φ_H почти одинаково и находится в пределах 0,15...0,16 с. Работа буксования, удельная мощность и температура фрикционных дисков существенно ниже, чем при переключении $3 \rightarrow 4$. Коэффициент динамичности момента на карданном валу M_K не превышает единицы (рис. 3, *д*). Остальные исследуемые характеристики также протекают достаточно благоприятно.

Поскольку параметры управления процессом переключения передач $t_{п.п}$, $\Delta\gamma_a$ и ΔM_D можно изменять в достаточно широких пределах, были проведены исследования их влияния на принятые критерии оценки процессов управления. На рис. 4 и 5 приведены результаты этих исследований, полученные при варьировании значений $t_{п.п}$ и $\Delta\gamma_a$.

При моделировании принимались отрицательные перекрытия передач ($t_{п.п} = -0,2$ и $t_{п.п} = -0,1$ с), положительные ($t_{п.п} = +0,1$ и $t_{п.п} = +0,2$ с), а также нулевое перекрытие ($t_{п.п} = 0$). Графики, обозначенные цифрой 1, соответствуют $\Delta\gamma_a = 0$ (без сброса педали акселератора при переключении передачи); графики 2 соответствуют $\Delta\gamma_a = 10\%$; графики 3 – $\Delta\gamma_a = 20\%$; графики 4 – $\Delta\gamma_a = 30\%$.

Сплошными линиями на рис. 4, *а–г* изображены графики параметров, относящихся к фрикциону Φ_1 , а штриховыми – к фрикциону Φ_B . Как видно из рис. 4, *б*, удельная работа буксования фрикциона Φ_B значительно выше, чем фрикциона Φ_1 .

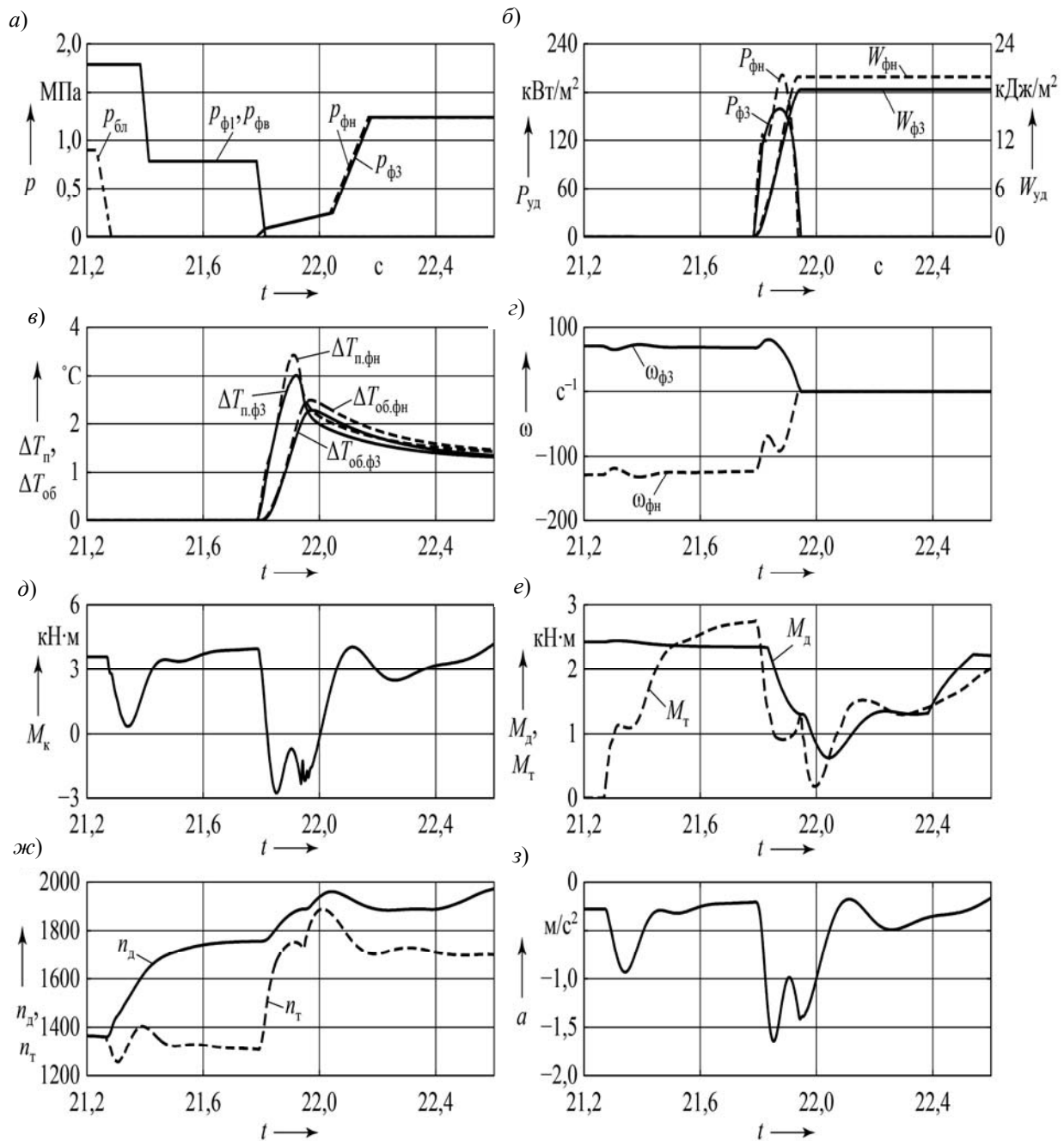


Рис. 3. Графики характеристик управления и показателей качества переходного процесса при переключении 4→3

Отметим, что переключение 3→4 начинается при $n_d = n_t = 2100$ об/мин (см. рис. 2, ж). Из рис. 4, а, б и в видно, что увеличение управляющего параметра $\Delta\gamma_a$ оказывает существенное влияние на время буксования t_b , удельную

работу $W_{уд}$ и температуру дисков $\Delta T_{пф}$ фрикциона Φ_v и в то же время почти не влияет на аналогичные показатели фрикциона Φ_1 .

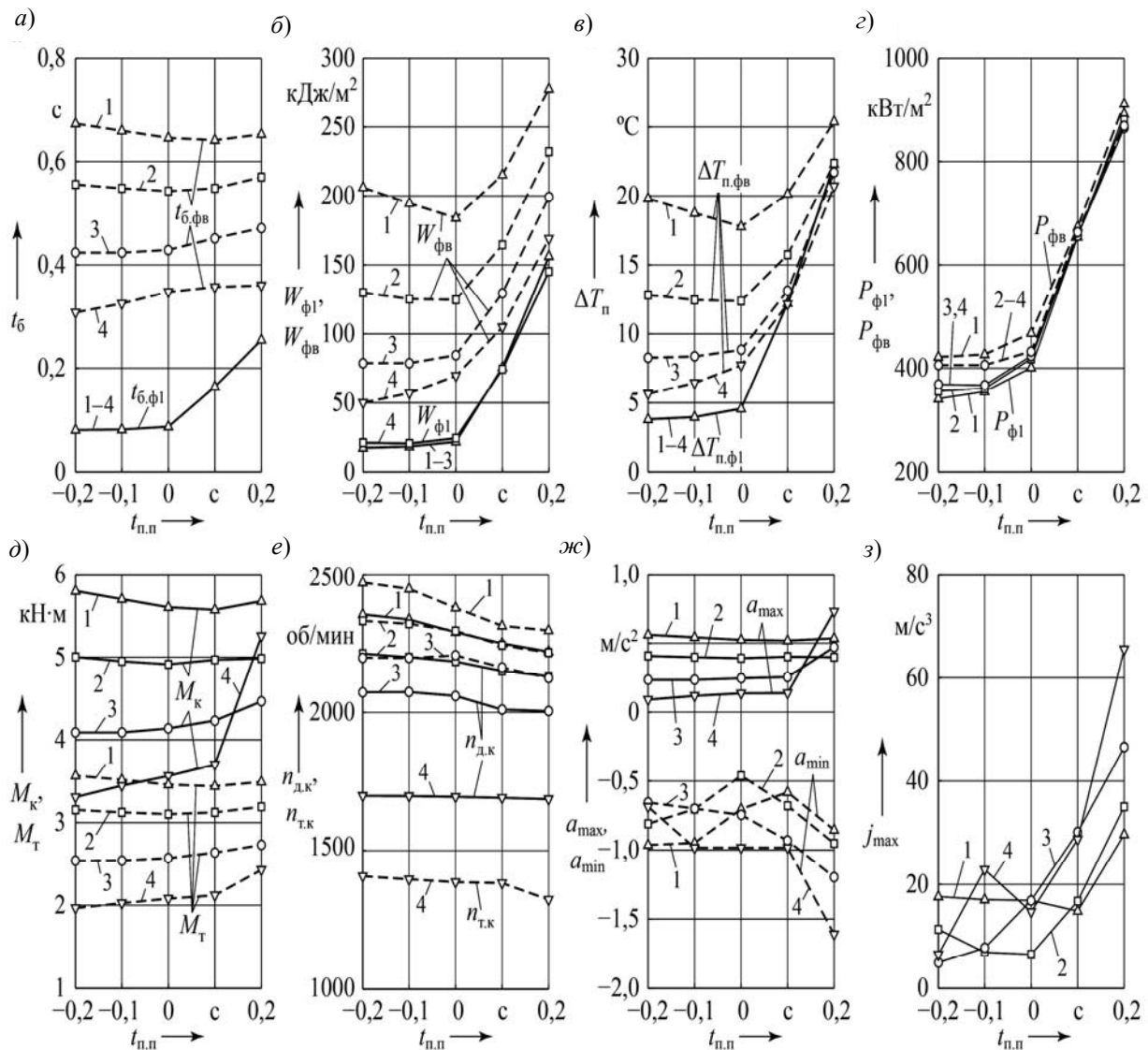


Рис. 4. Влияние параметров управления $t_{п.п}$ и $\Delta\gamma_a$ на критерии оценки процесса переключения передач 3 $\rightarrow$ 4

Зависимость $t_{б.фв}$, $W_{фв}$ и $\Delta T_{п.фв}$ от $\Delta\gamma_a$ обусловлена тем, что при увеличении $\Delta\gamma_a$ существенно снижаются частоты вращения вала двигателя $n_{д.к}$ и турбины $n_{т.к}$, при которых начинается процесс буксования фрикционов (см. рис. 4, е и рис. 2, жс). При этом двигатель выходит на тормозной режим (см.

рис. 2, е) и, соответственно, уменьшаются моменты M_k и M_T (см. рис. 2, д и е). Однако при $\Delta\gamma_a > 20\%$ увеличивается модуль отрицательного ускорения $|a_{min}|$ (рис. 4, жс), а также величина джerk j (рис. 4, з), что ухудшает плавность движения машины.

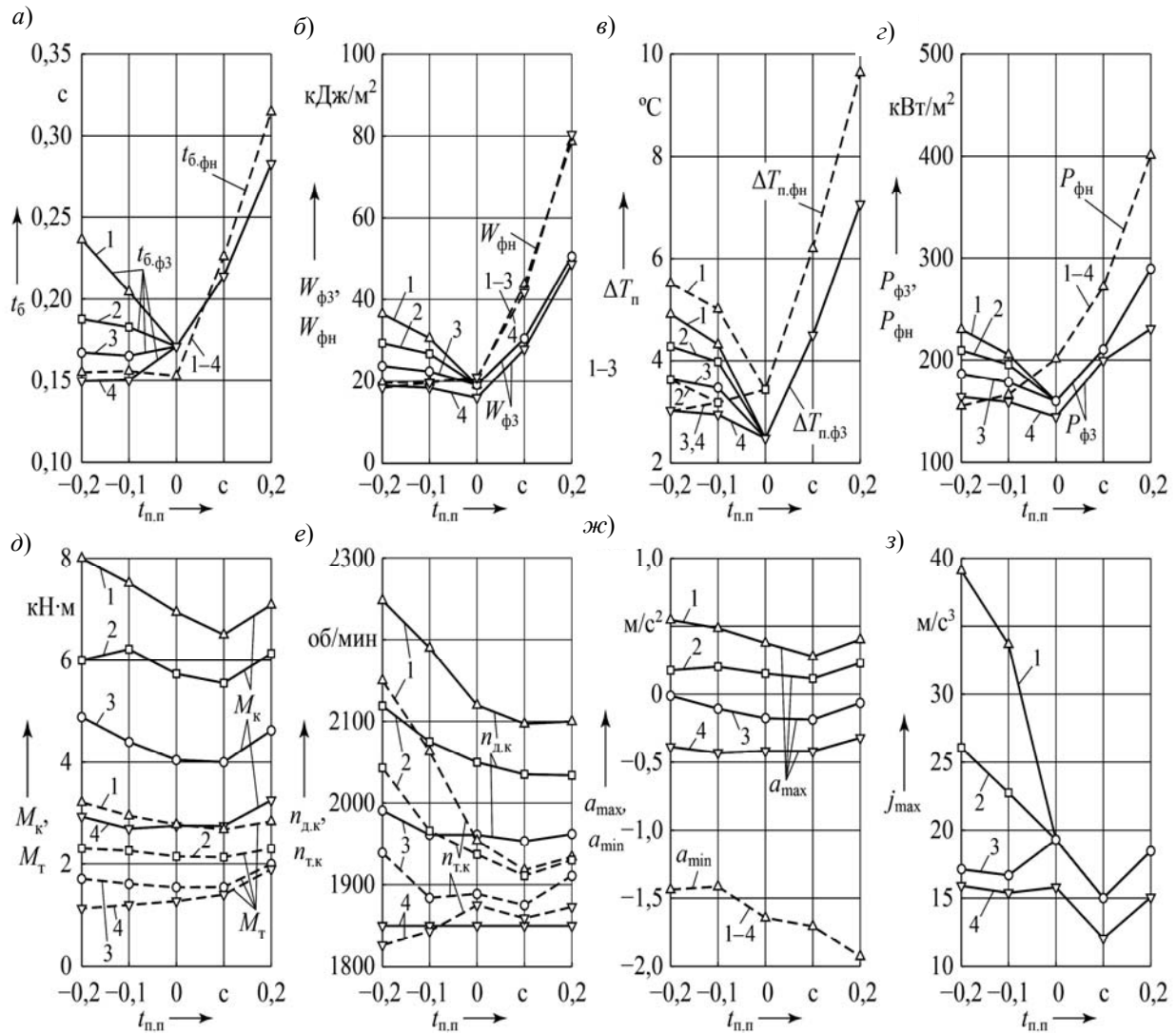


Рис. 5. Влияние параметров управления $t_{п.п}$ и $\Delta\gamma_a$ на критерии оценки процесса переключения передач 4 → 3

Положительное перекрытие передач ($t_{п.п} > 0$) приводит к значительному возрастанию удельной работы $W_{уд}$, удельной мощности буксования $P_{уд}$ и температуры дисков ΔT_n обоих включаемых фрикционов (рис. 4, б–г), но почти не влияет на моменты нагрузки трансмиссии M_k и M_T , а также на время буксования фрикциона Φ_B . Время же буксования фрикциона Φ_1 при положительном перекрытии возрастает, что отрицательно сказывается на значе-

ниях параметров $W_{ф1}$ и $\Delta T_{п.ф1}$.

Показатели $P_{ф1}$ и $P_{фв}$ слабо реагируют на величину $\Delta\gamma_a$, но зависят от начального уровня давления $p_{ф0}$ в гидроцилиндрах фрикционов и существенно возрастают при увеличении положительного перекрытия передач $t_{п.п}$. Положительное перекрытие $t_{п.п}$ приводит к значительному возрастанию джерка (рис. 4, з), увеличивает замедление (рис. 4, ж) и, следовательно, ухудшает комфортность условий работы водителя.

На основании результатов исследований, представленных на рис. 4, можно заключить, что оптимальными параметрами управления являются $t_{п.п} = 0$ и $\Delta\gamma_a \approx 20\%$.

При использовании параметра управления ΔM_d вместо $\Delta\gamma_a$ улучшение основных показателей, характеризующих надежность функционирования фрикционов ($W_{уд}$ и $\Delta T_{п}$), происходит менее интенсивно. Так, например, при $\Delta M_d = 40\%$ показатели достигают следующих значений: $t_{б.фв} = 0,54$ с; $W_{фв} = 144,6$ кДж/м²; $\Delta T_{п.фв} = 14,66$ °С. При этом $n_{д.к}$ возрастает до 2225 об/мин, а $n_{т.к}$ – до 2341 об/мин. Эти же показатели при $\Delta\gamma_a = 20\%$ достигают следующих значений: $t_{б.фв} = 0,429$ с; $W_{фв} = 84,4$ кДж/м²; $\Delta T_{п.фв} = 8,83$ °С; $n_{д.к} = 2060$ об/мин; $n_{т.к} = 2207$ об/мин.

На рис. 5, а–з приведены графики зависимостей исследуемых показателей качества управления от параметров $t_{п.п}$ и $\Delta\gamma_a$ при переключении 4 → 3.

В этом случае показатели $W_{уд}$, $P_{уд}$, $t_{б}$, $\Delta T_{п}$ слабо зависят от $\Delta\gamma_a$, но их значения существенно возрастают как при положительном, так и при отрицательном перекрытии передач (рис. 5, а, б, в, г). Значения моментов M_k и M_T при увеличении $\Delta\gamma_a$ снижаются (рис. 5, д). Однако при $\Delta\gamma_a > 20\%$ в течение периода переключения передачи машина получает замедление и возрастает джerk, особенно при отрицательном перекрытии передач (рис. 5, ж и з). Коэффициент динамичности момента M_k при $t_{п.п} = 0$ и $\Delta\gamma_a = 20\%$ равен единице, а момента M_T составляет 0,56 (рис. 5, д).

Таким образом, при переключении 4 → 3 также эффективно управление двигателем и оптимально нулевое пере-

крытие переключения передач. Отрицательное перекрытие приводит к разгону двигателя и турбины ГДТ, что вызывает увеличение показателей $W_{уд}$, $P_{уд}$, $\Delta T_{п}$ и джерка.

Приведенные на рис. 4 и 5 результаты исследований показывают, что процессы переключения передач 3 → 4 и 4 → 3 значительно различаются. Для выяснения причин различий выполнен анализ баланса энергии в механизмах КП. Вычислялись значения подводимой к КП и отводимой от неё энергии за время буксования фрикционов, изменения кинетической энергии масс, отбрасывающих инерционные свойства механизмов на входах и выходах фрикционов БКП и ДК, и энергии буксования фрикционов. Моменты инерции соединяемых фрикционами БКП масс обозначим J_4 и J_5 , а фрикционами ДК – J_6 и J_7 [4]. Подводимая и отводимая энергия определялась на трёх упругих элементах, расположенных соответственно на входе в КП (вал турбины ГДТ), между БКП и ДК (валы КП) и на выходе КП (карданный вал). Моменты этих упругих элементов обозначим M_{y2} , M_{y3} , M_{y4} , а накапливаемые ими потенциальные энергии – W_{y2} , W_{y3} , W_{y4} . Передаваемая этими валами энергия вычислялась по формуле

$$W_{yj} = \int_0^{t_{б}} M_{yj} \omega_i dt, \quad (1)$$

где W_{yj} – суммарное значение энергии, переданной через j -й упругий элемент за время буксования фрикциона; M_{yj} – вращающий момент на j -м упругом элементе; ω_i – угловая скорость i -й массы, непосредственно связанной с j -м упругим элементом; $t_{б}$ – время буксования соответствующего фрикциона.

Изменения кинетической энергии масс КП за время буксования фрикцио-

нов рассчитывались по формуле

$$\Delta E_{ki} = \frac{J_i}{2} (\omega_{hi}^2 - \omega_{ki}^2), \quad (2)$$

где ΔE_{ki} – значение выделенной накопленной кинетической энергии или потреблённой энергии на разгон i -й массы КП; ω_{hi} и ω_{ki} – начальное и конечное значения угловой скорости i -й массы.

Энергия буксования i -го фрикциона $W_{\Phi i}$ определялась по формуле

$$W_{\Phi i} = \int_0^{t_{\delta i}} |M_{\Phi i} \omega_{\Phi i}| dt, \quad (3)$$

где $M_{\Phi i}$ – момент трения фрикциона; $\omega_{\Phi i}$ – относительная скорость скольжения фрикционных дисков i -го фрикциона.

На рис. 6, *а* приведена диаграмма баланса энергии при переключении $3 \rightarrow 4$, а на рис. 6, *б* – при переключении $4 \rightarrow 3$. Согласно приведенным диаграммам, различие между источниками подвода энергии к КП и ее распределением между потребителями для рассматриваемых вариантов переключения передач существенно.

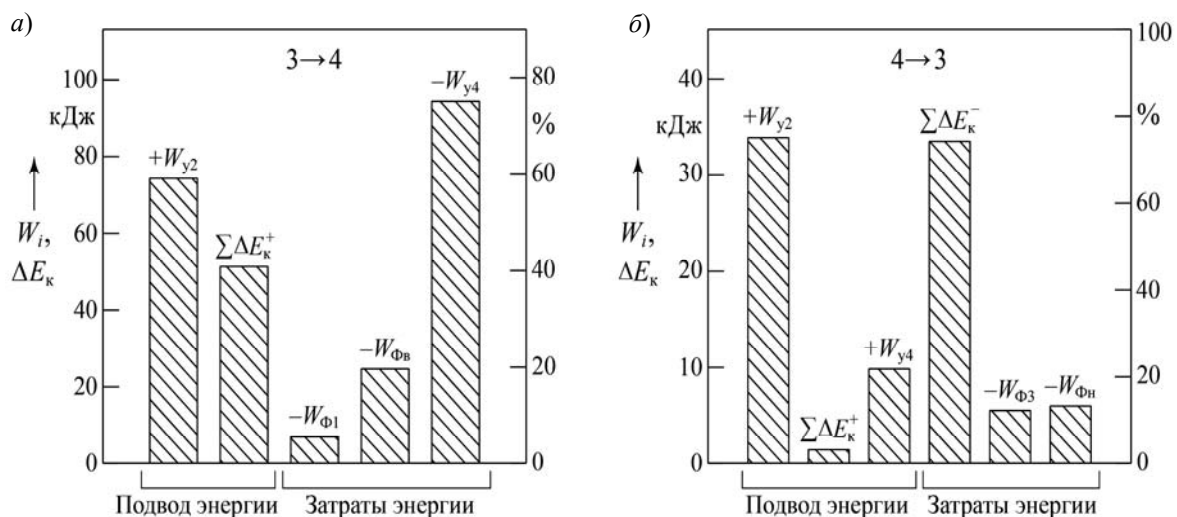


Рис. 6. Диаграммы баланса энергии в коробке передач: *а* – при переключении $3 \rightarrow 4$; *б* – при переключении $4 \rightarrow 3$

При переключении $3 \rightarrow 4$ (рис. 6, *а*) 59 % (74,3 кДж) потребляемой энергии подводится к КП от двигателя и 41 % (51,3 кДж) получается вследствие выделения накопленной кинетической энергии вращающимися массами с моментами инерции J_4, J_5, J_6, J_7 . При переключении же $4 \rightarrow 3$ (рис. 6, *б*) от двигателя поступает 75 % потребляемой КП энергии (33,9 кДж), вращающиеся массы выделяют 3,1 % (1,4 кДж – масса J_7), а 21,8 % энергии КП получает от

колес автомобиля (9,8 кДж) в связи со снижением скорости движения, когда часть накопленной автомобилем кинетической энергии поступает к механизмам трансмиссии.

Распределение затрат энергии также различно. При переключении $3 \rightarrow 4$ (см. рис. 6, *а*) 25 % потребляемой энергии затрачивается на буксование фрикционов (7,0 кДж – у фрикциона Φ_1 и 24,7 кДж – у фрикциона $\Phi_в$) и 75 % (94,3 кДж) передается к ведущим колесам.

При переключении $4 \rightarrow 3$ энергия к ведущим колесам не передаётся, а затрачивается на буксование фрикционов Φ_1 и Φ_B и на разгон вращающихся масс с моментами инерции J_4, J_5, J_6 . Причем на разгон масс затрачивается 74 % энергии (33,5 кДж), на буксование фрикциона Φ_3 12,2 % (5,5 кДж) и на буксование фрикциона Φ_H 13,3 % (6,0 кДж). Таким образом, оба фрикциона Φ_3 и Φ_H выполняют почти одинаковую работу буксования, что позволяет снизить теплонапряженность процесса функционирования каждого из них.

Для выявления причин различия между временем буксования одновре-

менно включаемых фрикционов Φ_1 и Φ_B при переключении $3 \rightarrow 4$ выполнен анализ баланса энергии отдельно для БКП и ДК за время буксования фрикциона Φ_1 (рис. 7). В течение этого времени энергия от двигателя W_{y2} к КП не подводится, т. к. двигатель работает в тормозном режиме (см. рис. 2, е), а, наоборот, передаётся двигателю от КП. Момент на карданном валу M_K при этом отрицателен (см. рис. 2, д). В результате к КП подводится энергия от колёс автомобиля через карданный вал, т. е. энергия W_{y4} .

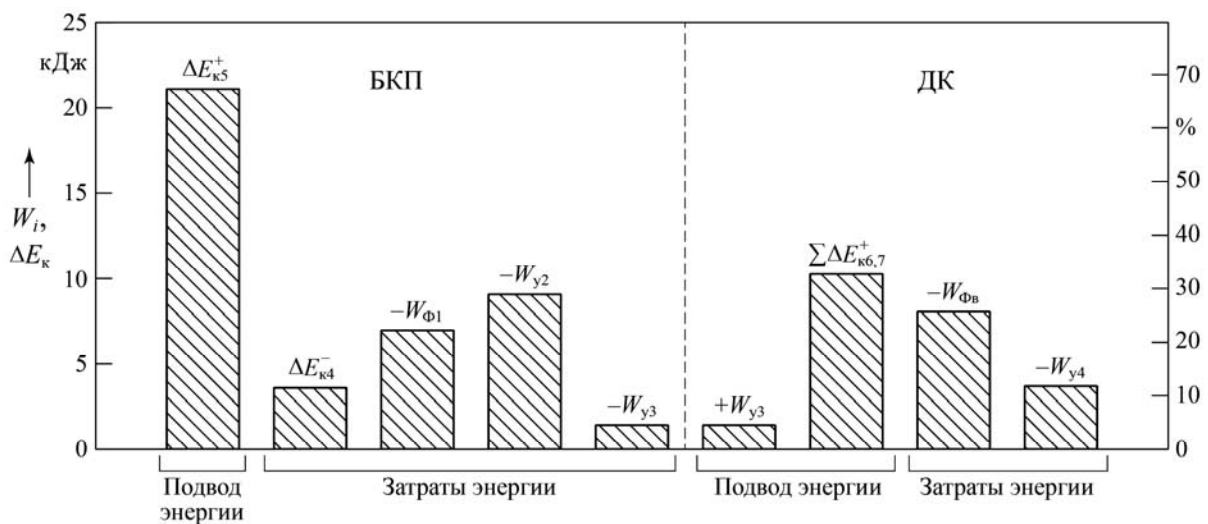


Рис. 7. Диаграммы баланса энергии в БКП и ДК за время буксования фрикциона Φ_1

В результате баланс энергии БКП выглядит следующим образом (см. рис. 7). В БКП происходит выделение накопленной вращающейся массой J_5 кинетической энергии $E_{\kappa 5}^+$ в количестве 21,1 кДж, которая затрачивается на компенсацию потерь, связанных с буксованием фрикциона Φ_1 , на разгон массы J_4 , на передачу энергии к двигателю (через ГДТ) и на передачу энергии в ДК.

При этом затраты энергии на буксование фрикциона $\Phi_1 - W_{\Phi 1} = 7,0$ кДж. За время буксования этого фрикциона к двигателю передаётся энергия $W_{y2} = 9,0$ кДж, а в ДК $-W_{y3} = 1,4$ кДж. На разгон массы J_4 затрачивается $E_{\kappa 4}^- = 3,6$ кДж. Благодаря такому сочетанию составляющих баланса энергии в БКП фрикцион Φ_1 быстро замыкается, а источником энергии является собст-

венная накопленная кинетическая энергия вращающейся массой J_5 , связанной с ведомой частью фрикциона Φ_1 .

За время буксования фрикциона Φ_1 к ДК подводится гораздо меньше энергии, чем к БКП. От БКП к ДК подводится энергия $W_{y3} = 1,4$ кДж и реализуется выделяемая накопленная масса-ми J_6 и J_7 кинетическая энергия $\Sigma E_k^+ = E_{k6} + E_{k7} = 10,3$ кДж. Затрачивается полученная энергия на работу буксования фрикциона Φ_v $W_{fv} = 8,1$ кДж и на передачу энергии к ведущим колесам $W_{y4} = 3,7$ кДж. При этом фрикцион Φ_v не успевает выровнять угловые скорости его ведущих и ведомых дисков, а в КП начинает поступать энергия от дви-

гателя W_{y2} и продолжается выделение накопленной всеми массами J_4, J_5, J_6, J_7 кинетической энергии (см. рис. 6, а). В результате фрикцион Φ_v продолжает буксовать и начинается при этом передача энергии W_{y4} от КП к колесам автомобиля.

Результаты выполненных исследований по определению параметров управления переключением передач реализованы в алгоритме процессов функционирования МСАУ [1, 2], используемой на опытных образцах нового карьерного самосвала БелАЗ-7555Е грузоподъемностью 60 т. Проведенные испытания показали высокую эффективность созданной МСАУ.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Мехатронная система автоматического управления ГМП карьерного самосвала / В. П. Тарасик [и др.] // Автомобильная промышленность. – 2010. – № 4. – С. 16–19.
2. Мехатронная система автоматического управления гидромеханической передачей карьерных самосвалов БелАЗ / В. П. Тарасик [и др.] // Грузовик. – 2011. – № 2. – С. 2–11.
3. **Горбатенко, Н. Н.** Диагностирование гидромеханических передач: монография / Н. Н. Горбатенко, А. Н. Егоров, В. В. Региня ; под общ. ред. д-ра техн. наук, проф. В. П. Тарасика. – Могилёв : Белорус.-Рос. ун-т, 2010. – 511 с.
4. **Тарасик, В. П.** Моделирование процесса нагрева многодисковых фрикционов гидромеханической передачи / В. П. Тарасик, Ю. С. Романович, В. С. Савицкий // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2012. – № 1. – С. 107–117.
5. **Тарасик, В. П.** Выбор параметров характеристик управления фрикционами планетарной коробки передач / В. П. Тарасик, Ю. С. Романович // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2014. – № 2. – С. 82–93.
6. Прогнозирование нагруженности механизмов гидромеханической трансмиссии карьерного самосвала на основе математического моделирования / В. П. Тарасик [и др.] // Грузовик. – 2013. – № 6. – С. 24–36.
7. **Тарасик, В. П.** Исследование процессов функционирования фрикционов планетарной коробки передач / В. П. Тарасик, Ю. С. Романович // Грузовик. – 2014. – № 9. – С. 2–16.

Статья сдана в редакцию 15 декабря 2014 года

Владимир Петрович Тарасик, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет. E-mail: avto@bru.mogilev.by.

Юрий Сергеевич Романович, ст. преподаватель, Белорусско-Российский университет. E-mail: rys@tut.by.

Vladimir Petrovich Tarasik, DSc (Engineering), Prof., Belarusian-Russian University. E-mail: avto@bru.mogilev.by.

Yury Sergeyevich Romanovich, senior lecturer, Belarusian-Russian University. E-mail: rys@tut.by.

УДК 621.833

И. В. Трусов

РАЗРАБОТКА ПРЕЦЕССИОННОГО РЕДУЦИРУЮЩЕГО МЕХАНИЗМА С РАДИАЛЬНЫМИ СФЕРИЧЕСКИМИ ПАЛЬЦАМИ ДЛЯ ПРИВОДА КОВШОВОГО ЭЛЕВАТОРА ЗЕРНОСУШИЛЬНОГО КОМПЛЕКСА

UDC 621.833

I. V. Trusov

DEVELOPMENT OF THE PRECESSION REDUCING MECHANISM WITH RADIAL SPHERICAL PINS FOR THE DRIVE OF A BUCKET ELEVATOR OF THE GRAIN DRYING COMPLEX

Аннотация

В работе предложена структурная схема планетарной прецессионной передачи для привода ковшового элеватора, позволяющая минимизировать влияние погрешностей, возникающих в процессе его монтажа и эксплуатации. Приводятся результаты исследования прецессионного редуцирующего механизма с радиальными сферическими пальцами на основе использования методов компьютерного моделирования.

Ключевые слова:

ковшовый элеватор, планетарная передача, сферические пальцы, компенсация погрешностей, сателлит, зубчатый венец, косая втулка, угловая муфта.

Abstract

The paper gives a block diagram of planetary precession transmission for the drive of a bucket elevator, minimizing the impact of errors that arise in the process of its installation and operation. It also presents results of the study of the precession reducing mechanism with radial spherical pins, which is based on using methods of computer modeling.

Key words:

bucket elevator, planetary gearing, spherical pins, error compensation, satellite, gear ring, skew bushing, angle joint.

Зерносушильные комплексы сельскохозяйственных предприятий предназначены для очистки зерна от легких загрязнений, сушки его до необходимых параметров и отгрузки на транспорт. Они, как правило, состоят из приемного бункера, отделения для очистки и сортировки, зерносушилки и системы внутреннего транспортирования, включающей в себя скребковый конвейер и ряд ковшовых элеваторов, применяемых для вертикального перемещения зерна. В качестве приводных механиз-

мов элеваторов используются различные типы мотор-редукторов, например, мотор-редукторы, разработанные на базе червячной передачи (производство Италия (SITI MU, TRAMEC XC) [1] и Россия (МЧ, РС, КРС) [2]). Приводы с такими мотор-редукторами обладают достаточной компактностью и имеют небольшой вес, т. к. в их конструкции применяются алюминиевые сплавы для изготовления корпусных деталей. Однако их использование в приводах ковшового элеватора сдерживается относи-

тельно низким значением коэффициента полезного действия – 80...85 %.

Кроме червячных мотор-редукторов, в приводе ковшового элеватора используются цилиндрические двухступенчатые соосные мотор-редукторы производства как России (4МЦ2С), так и западноевропейских стран (Bonfiglioli, DanfossBauer, SewEuroDrive) [3]. Они имеют высокий КПД, но отличаются значительными габаритами и требуют применения компенсирующих муфт, а иногда и дополнительной цепной или ременной передачи, что приводит к повышенным массогабаритным показателям привода в целом.

Сделать привод ковшового элеватора компактным, низким по себестоимости изготовления и сборки, а также с достаточно высокими служебными свойствами стало возможным при его разработке на основе прецессионного мотор-редуктора, структурная схема которого показана на рис. 1.

Предлагаемый вариант структурной схемы прецессионного мотор-редуктора работает следующим образом. При вращении входного вала 2 с жестко посаженной на нем косой втулкой 3 сателлит 4 благодаря наличию сферического подшипника 5 совершает колебательное движение (см. рис. 1, а). При этом одновременно происходит взаимодействие зубчатого венца сателлита 4 со сферической частью неподвижно закрепленных в центральном колесе 6 сферических радиальных пальцев 7 (см. рис. 1, б). Благодаря указанному взаимодействию сателлит 4 получает вокруг своей оси вращение. Вращение с сателлита 4 передается на жестко связанное с ним кольцо 8, а далее с помощью угловой муфты, выполненной в виде радиальных пальцев 9, – на выходной вал 10 (см. рис. 1, в). Угловая муфта представляет собой расположенные в отверстиях кольца 8 пальцы 9, входящие своей сферической частью во впадины наружного

зубчатого венца выходного вала 10.

Преимуществом данного варианта привода, разработанного на основе прецессионного мотор-редуктора, является возможность компенсации несоосности осей входного вала редуктора и вала барабана, которая возникает при сборке привода в конструкции ковшового элеватора по следующим причинам. На размерную цепь, определяющую соосность указанных выше осей, влияют погрешности изготовления и сборки деталей не только мотор-редуктора, но и узла барабана ковшового элеватора. Кроме этого, при эксплуатации могут возникать температурные деформации, вызываемые разогревом или охлаждением деталей привода ковшового элеватора. Следовательно, по всем правилам проектирования приводов в конструкцию между выходной втулкой мотор-редуктора и валом барабана необходима установка муфты, компенсирующей указанные выше погрешности.

В предлагаемой конструкции привода, разработанного на базе прецессионного мотор-редуктора, нет необходимости в применении компенсирующей муфты при ее монтаже в приводе. Это объясняется тем, что конструкция прецессионного мотор-редуктора, кроме свойственной ей редуцирующих функций, может выполнять функции компенсирующей муфты. Помимо указанного преимущества, в разработке привода с предлагаемым мотор-редуктором представляется возможность использовать вал барабана в качестве выходного вала мотор-редуктора. Поэтому выходной вал конструкции может вращаться в подшипниковых опорах, не принадлежащих корпусу передачи, а также в подшипниках, смонтированных в корпус рабочего органа привода. Это позволит снизить массогабаритные и стоимостные показатели привода и упростить его конструкцию.

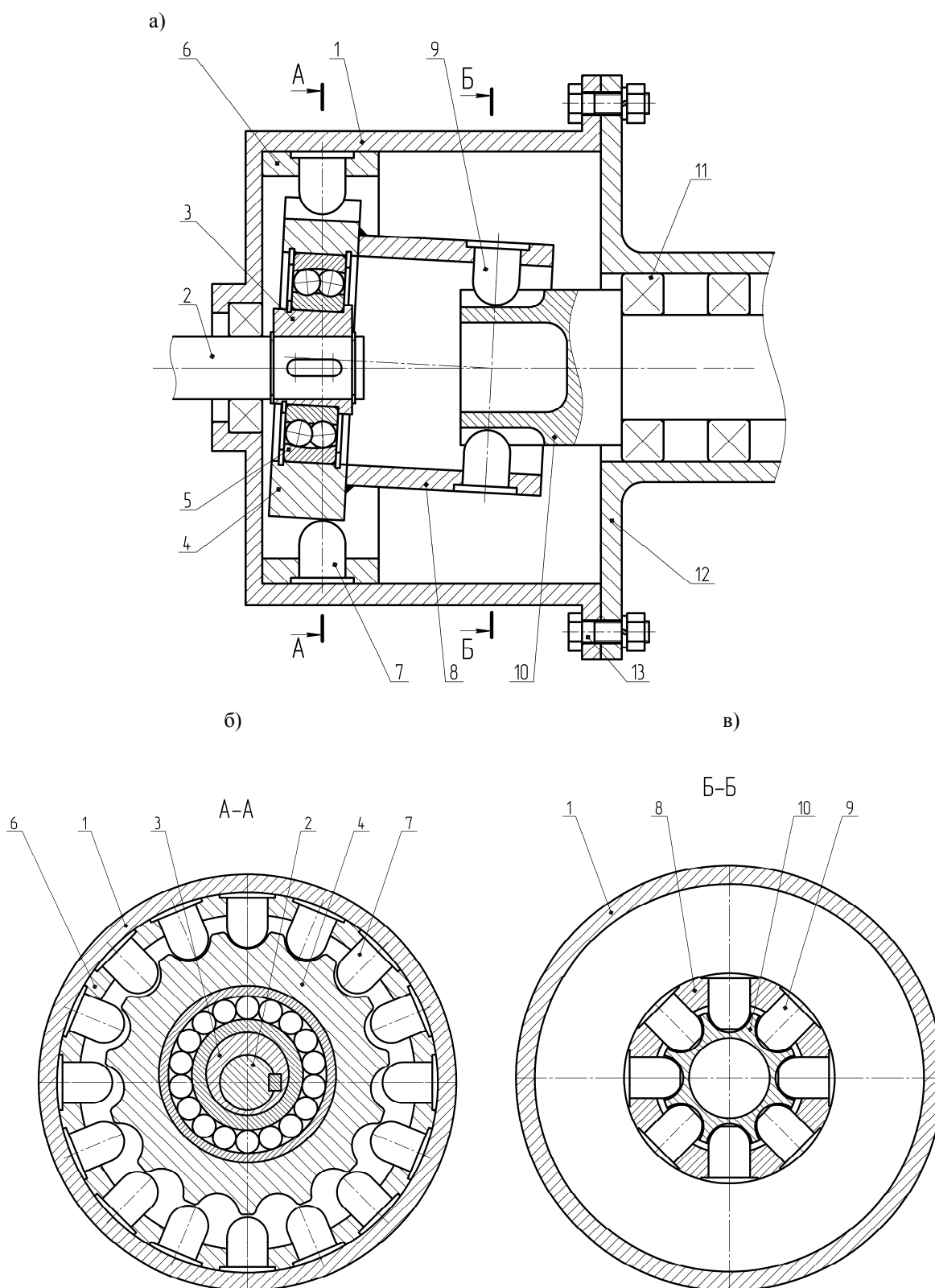


Рис. 1. Структурная схема планетарной прецессионной передачи с радиальными сферическими пальцами: а – с соосным расположением входного и выходного валов; б – сечение А-А; в – сечение Б-Б; 1 – корпус; 2 – входной вал; 3 – косая втулка; 4 – сателлит; 5 – сферический подшипник; 6 – неподвижное центральное колесо; 7, 9 – сферические пальцы; 8 – кольцо; 10 – выходной вал; 11 – подшипниковая опора; 12 – корпус привода; 13 – болтовое соединение

Как было отмечено выше, планетарный прецессионный мотор-редуктор, состоящий из электродвигателя и редуктирующего механизма, может выполнять одновременно функции редуктирования и компенсирующей муфты. То есть расположение выходного вала может быть несоосно относительно оси вращения входного вала прецессионного редуктирующего механизма. Однако указанная несоосность s влияет на основные выходные показатели прецессионного редуктирующего механизма (рис. 2).

Для определения границ погрешностей, которые вызваны несоосностью входного вала прецессионного редуктирующего механизма и вала барабана и

при которых обеспечиваются необходимые эксплуатационные требования привода к выходным показателям прецессионного редуктирующего механизма, были проведены компьютерные исследования. Последние включали в себя создание трехмерной твердотельной компьютерной модели прецессионного редуктирующего механизма (рис. 3), проведение компьютерного моделирования его работы с учетом возникающих погрешностей, а также определение основных выходных показателей и обработку результатов измерений. Методика проведения компьютерных исследований различных вариантов прецессионных редуктирующих механизмов описана в [4].

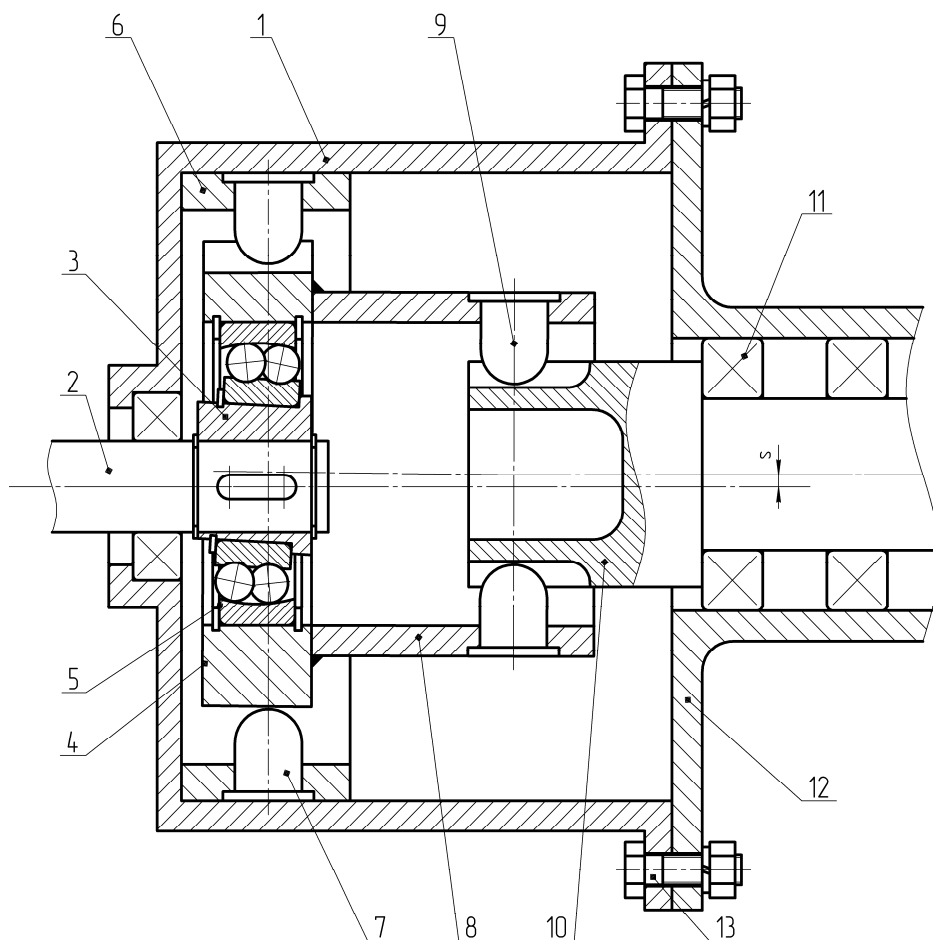


Рис. 2. Структурная схема планетарной прецессионной передачи с радиальными сферическими пальцами со смещением осей входного и выходного валов: 1 – корпус; 2 – входной вал; 3 – косая втулка; 4 – сателлит; 5 – сферический подшипник; 6 – неподвижное центральное колесо; 7, 9 – сферические пальцы; 8 – кольцо; 10 – выходной вал; 11 – подшипниковая опора; 12 – корпус привода; 13 – болтовое соединение

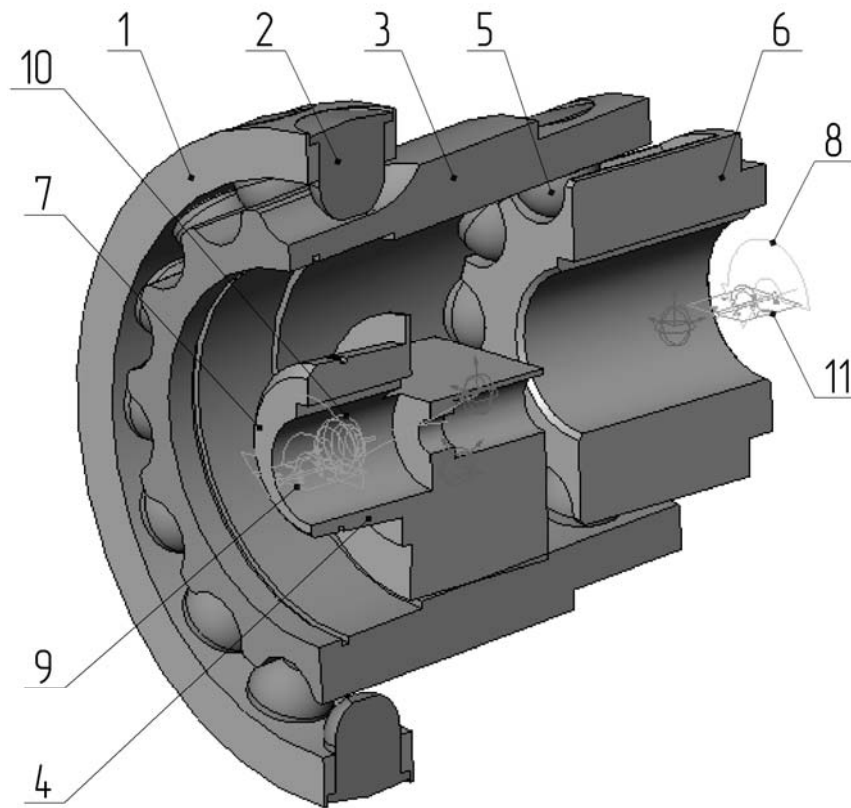


Рис. 3. Компьютерная модель прецессионного редуктирующего механизма: 1 – корпус; 2, 5 – сферический палец; 3 – сателлит; 4 – кривошип; 6 – угловая муфта; 7 – крутящий момент; 8 – нагружающий момент; 9 – подшипник входного вала; 10 – сферический подшипник; 11 – подшипник выходного вала

В качестве исследуемых выходных показателей были приняты: КПД редуктора, кинематическая погрешность вращения выходного вала, силы в зацеплении сателлита и сферических пальцев, силы в зацеплении зубчатой муфты, реакции в подшипниках. На рис. 4...8 показаны зависимости указанных параметров от угла поворота входного вала прецессионного редуктирующего механизма и радиального смещения осей входного и выходного валов s .

Одним из основных требований, предъявляемых к редуктирующему механизму привода ковшового элеватора, является обеспечение значения КПД не ниже 80 %. Анализ графиков зависимости КПД от угла поворота входного вала (рис. 4) и графиков зависимости среднего значения КПД от величины

радиального смещения осей входного и выходного валов (рис. 5) показал, что при радиальном смещении до 5 мм происходит незначительное уменьшение значения КПД до 10 % при амплитуде его колебания ± 4 %. Дальнейшее увеличение радиального смещения осей вызывает значительный рост амплитуды колебания значения КПД в зависимости от углового положения кривошипа при снижении среднего значения КПД до 45 % при $s = 10$ мм.

На рис. 6 приведена зависимость кинематической погрешности вращения выходного вала от угла поворота входного вала. Ее анализ показывает, что при радиальном смещении осей до 4 мм кинематическая погрешность увеличивается на 12 угловых минут.

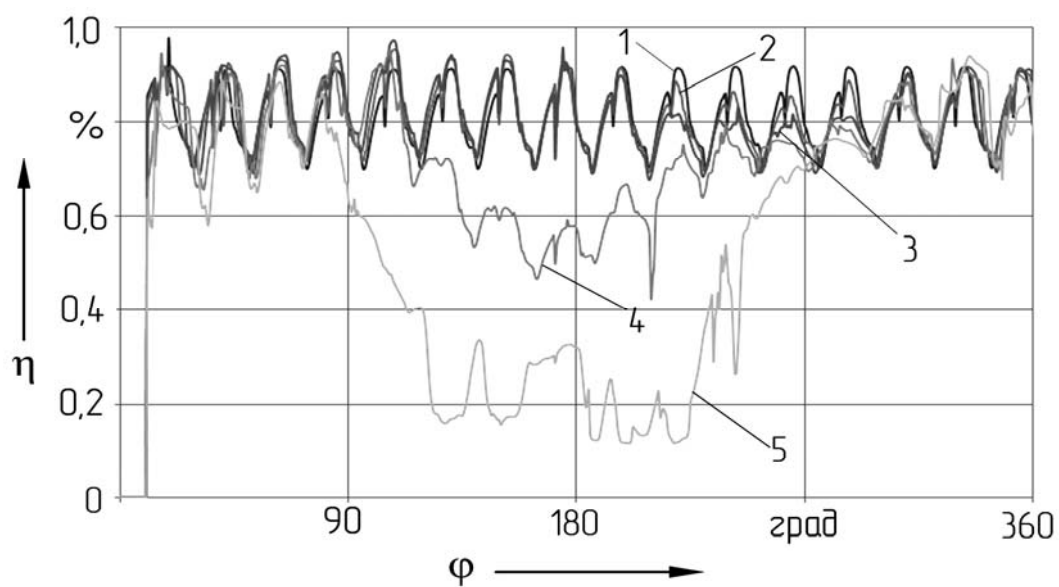


Рис. 4. Графики КПД планетарной прецессионной передачи при различных значениях радиального смещения осей входного и выходного валов: 1 – без смещения $s = 0$; 2 – $s = 2$ мм; 3 – $s = 4$ мм; 4 – $s = 6$ мм; 5 – $s = 8$ мм

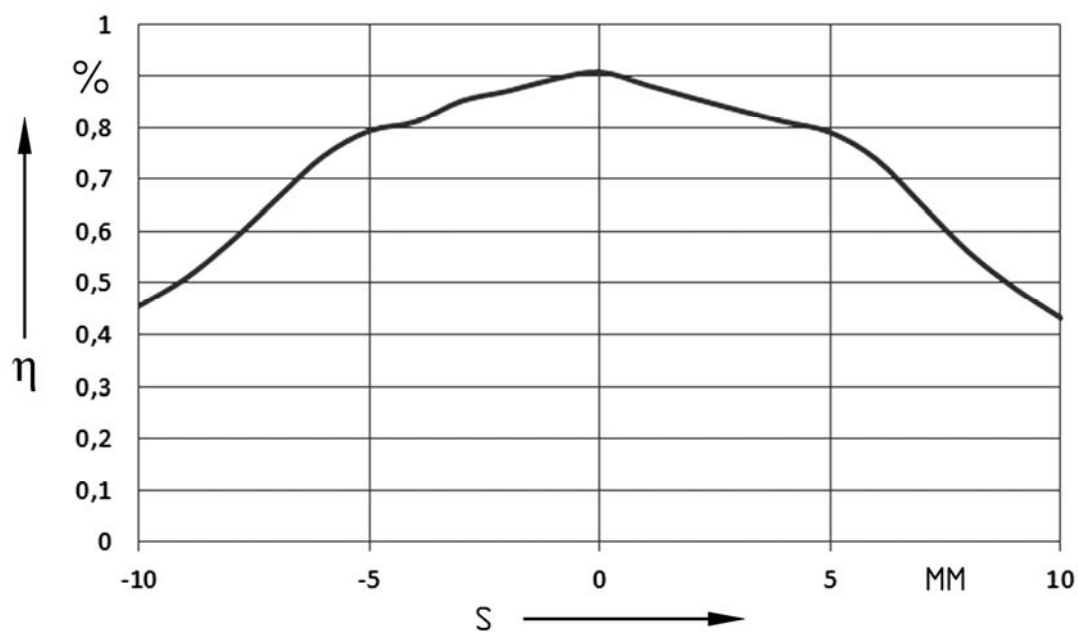


Рис. 5. График зависимости среднего значения КПД от радиального смещения осей входного и выходного валов

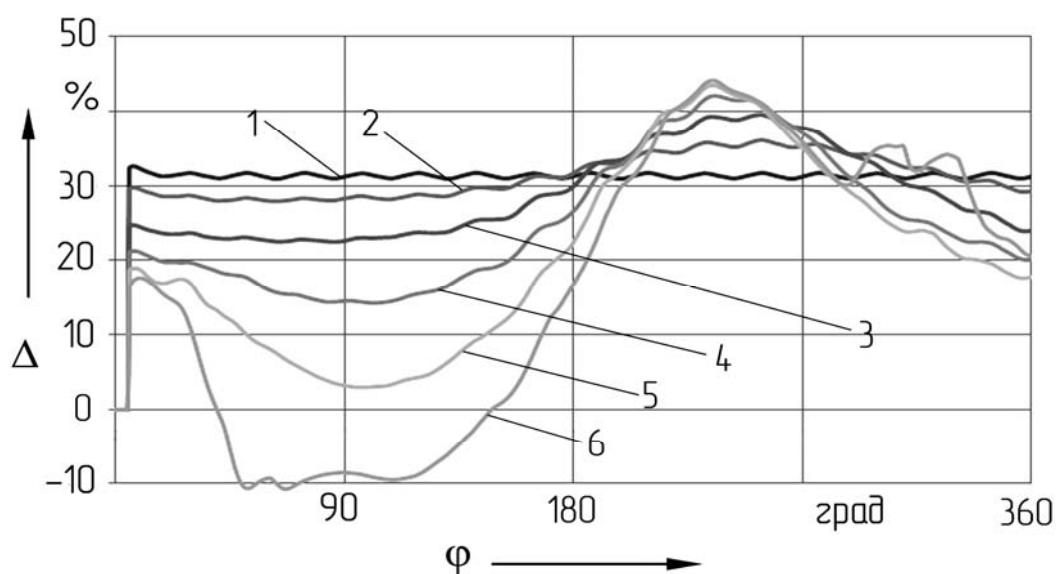


Рис. 6. Графики кинематической погрешности планетарной прецессионной передачи при различных значениях радиального смещения осей входного и выходного валов: 1 – без смещения $s = 0$; 2 – $s = 2$ мм; 3 – $s = 4$ мм; 4 – $s = 6$ мм; 5 – $s = 8$ мм; 6 – $s = 10$ мм

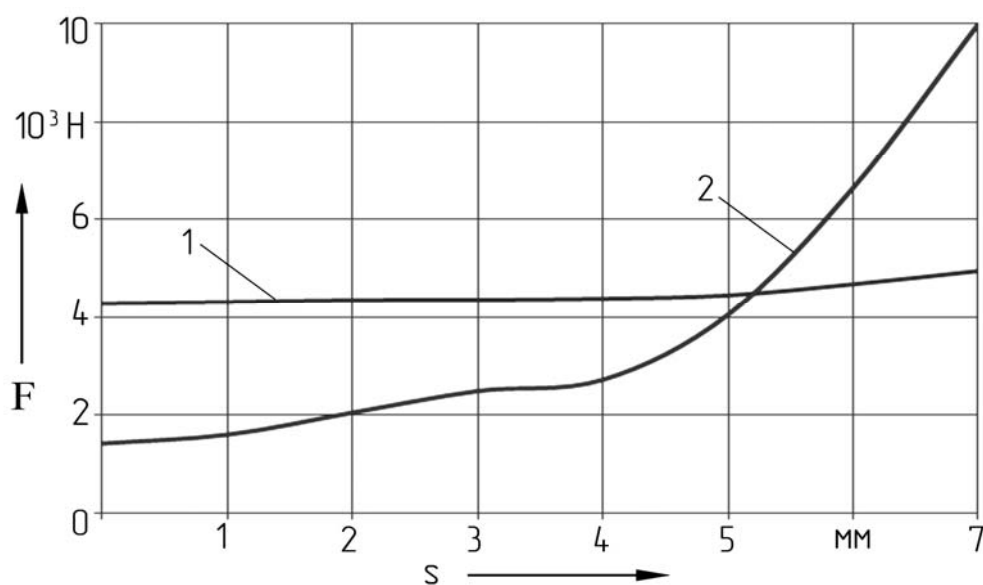


Рис. 7. Графики зависимости максимального значения силы в зацеплении прецессионной передачи от радиального смещения осей входного и выходного валов: 1 – пара сателлитсферический палец; 2 – угловая муфта

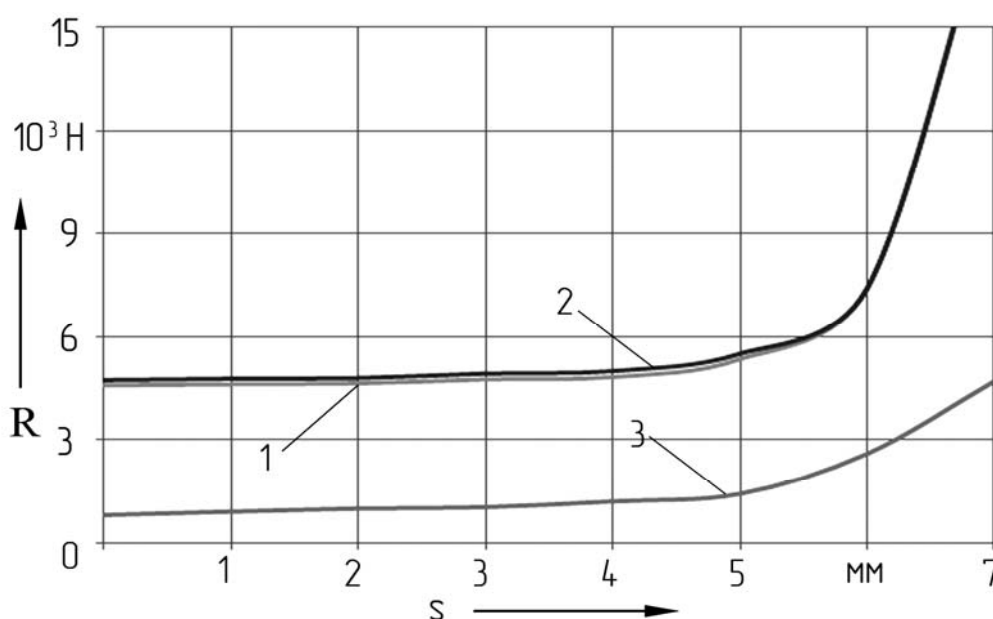


Рис. 8. Графики зависимости максимального значения реакции в подшипниковой опоре от радиального смещения осей входного и выходного валов: 1 – радиальный подшипник на входном валу; 2 – сферический подшипник между кривошипом и сателлитом; 3 – радиальный подшипник на выходном валу

При этом амплитуда колебаний значения кинематической погрешности зависит от углового положения входного вала. Дальнейшее увеличение радиального смещения вызывает рост кинематической погрешности до 50 угловых минут при $s = 10$ мм.

На рис. 7 представлены графические зависимости сил в планетарном зацеплении и угловой муфте. Анализ зависимостей показывает, что радиальное смещение валов почти не оказывает влияния на величину сил в планетарном зацеплении (увеличение на 800 Н), в то время как максимальное значение силы в зацеплении угловой муфты при $S = 7$ мм увеличивается в 10 раз до 10 кН.

На рис. 8 показана зависимость максимального значения реакции в подшипниковой опоре от радиального смещения осей входного и выходного валов прецессионного редуцирующего механизма. При $s \geq 4$ мм реакции в подшипниках увеличиваются незначи-

тельно (рост составил около 5 %). Дальнейший рост s вызывает увеличение реакций в подшипниках на входном валу и сателлите до 15 кН, а в подшипнике на выходном валу – до 4,8 кН.

Таким образом, при значении радиального смещения осей входного и выходного валов s до 4 мм выходные показатели прецессионного редуцирующего механизма находятся в границах, гарантирующих его нормальную работу в приводе ковшового элеватора.

Результаты компьютерных исследований были подтверждены стендовыми и эксплуатационными испытаниями экспериментальных образцов прецессионного редуцирующего механизма.

В результате стендовых испытаний, проведенных в лаборатории по прецессионным передачам кафедры «Теоретическая механика» Белорусско-Российского университета (рис. 9), были получены следующие результаты:

– доказана работоспособность экспериментальной конструкции прецесси-

онного мотор-редуктора и возможность обеспечивать величину вращающего момента на выходном валу при запуске мотор-редуктора до 500 Н·м;

– установленное значение кинематической погрешности (18 угловых минут), среднее значение КПД (87 %) и максимальное значение температуры (65 °С) при номинальной нагрузке на выходном валу прецессионного мотор-редуктора соответствуют требуемым техническим характеристикам привода ковшового элеватора, что позволяет сделать вывод о возможности использования прецессионного мотор-редуктора

в указанном приводе.

Эксплуатационные испытания экспериментального образца прецессионного мотор-редуктора в приводе ковшового элеватора проводились в составе зерноочистительно-сушильного комплекса КЗСК-30 на КСУП «Экспериментальная база «Дашковка» (рис. 10). Экспериментальный образец проработал без поломок три зерноуборочных сезона, переместив более 3,4 тыс. т зерновых, что позволило сделать заключение о перспективности применения прецессионного редуцирующего механизма в приводах ковшового элеватора.

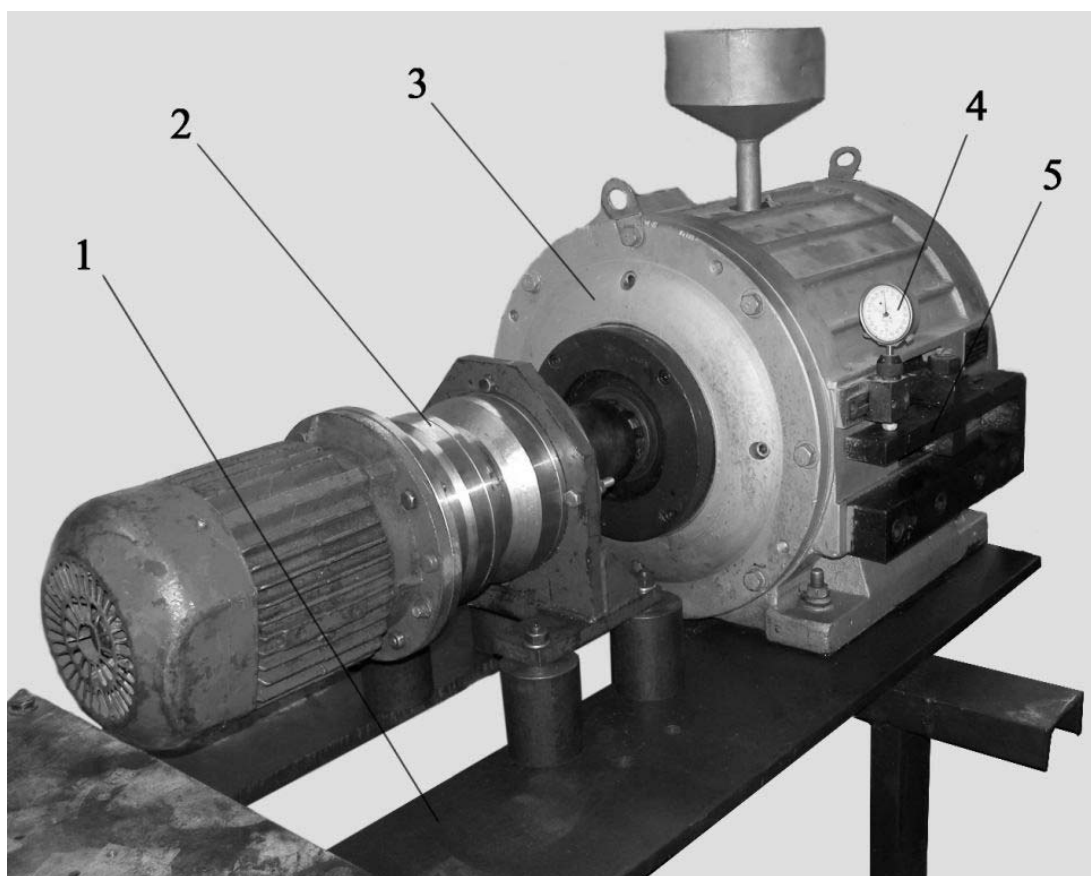


Рис. 9. Общий вид стенда для испытания мотор-редукторов: 1 – основание стенда; 2 – испытуемый прецессионный мотор-редуктор; 3 – порошковый тормоз; 4 – индикатор; 5 – скоба

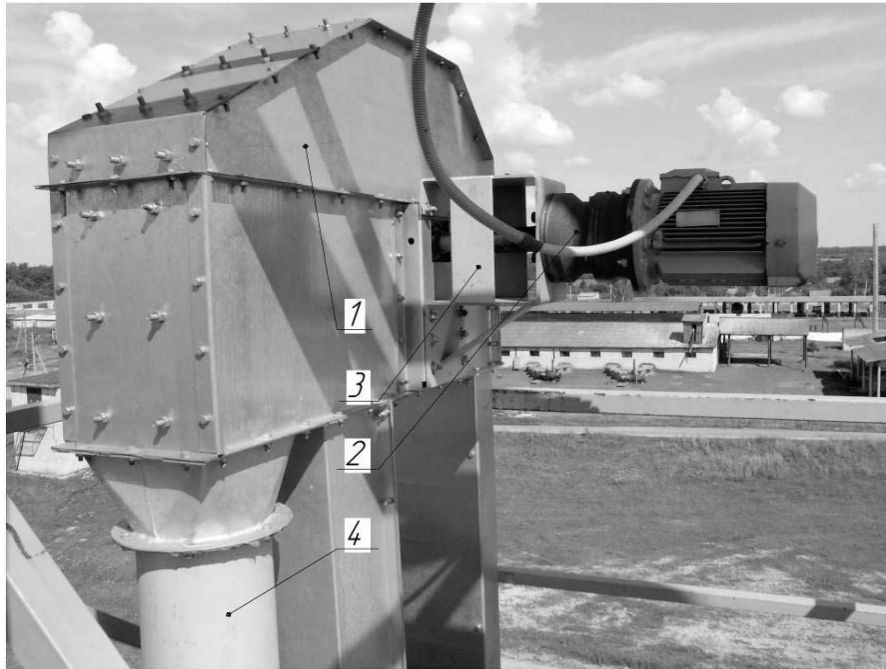


Рис. 10. Общий вид привода ковшового элеватора: 1 – норийная голова; 2 – мотор-редуктор; 3 – рама привода; 4 – разгрузочный патрубок

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Каталоги редукторов, электродвигателей, вариаторов торговой компании «ЭДС» [Электронный ресурс]. – Режим доступа : [http : //eds-privod.ru/Catalogue/](http://eds-privod.ru/Catalogue/). – Дата доступа : 10.01.2015.
2. Каталог мотор-редукторов промышленно-технического предприятия «Завод приводной техники» [Электронный ресурс]. – Режим доступа : [http : //www.reduktor-ptp.ru/motor-reductor.html](http://www.reduktor-ptp.ru/motor-reductor.html). – Дата доступа : 10.01.2015.
3. Каталог соосных мотор-редукторов ООО «Редсервис Техно» [Электронный ресурс]. – Режим доступа : [http : //redservice.by/inline_gearboxes.html](http://redservice.by/inline_gearboxes.html). – Дата доступа : 10.01.2015.
4. Компьютерное моделирование планетарных прецессионных передач : монография / П. Н. Громыко [и др.] ; под общ. ред. П. Н. Громыко. – Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2007. – 271 с. : ил.

Статья сдана в редакцию 12 января 2015 года

Трусов Игорь Валерьевич, старший преподаватель, Белорусско-Российский университет.
E-mail: verstand@yandex.ru.

Igor Valeryevich Trusov, assistant lecturer, Belarusian-Russian University. E-mail: verstand@yandex.ru.

ПРИБОРОСТРОЕНИЕ

УДК 519.21.001.8

М. А. Елисеева, К. Н. Маловик

ПРИМЕНЕНИЕ ТЕОРИИ ГИПЕРСЛУЧАЙНЫХ ЯВЛЕНИЙ ДЛЯ КОНТРОЛЯ РЕСУРСОСПОСОБНОСТИ СЛОЖНЫХ ОБЪЕКТОВ

UDC 519.21.001.8

M. A. Yeliseyeva, K. N. Malovik

THE APPLICATION OF THE THEORY OF HYPERRANDOM PHENOMENA TO CONTROL RESOURCE POOLS OF COMPLEX OBJECTS

Аннотация

Исследование вопросов по обеспечению долгосрочной эксплуатации сложных объектов требует особого внимания к оцениванию и прогнозированию рисков при контроле ресурсоспособности. Определение уровня безопасности сложных объектов является актуальной задачей, решение которой заключается в оценивании и прогнозировании реального состояния оборудования. При этом одним из важных факторов повышения качества оценивания уровня безопасности и долгосрочной эксплуатации служит обоснование и выбор наиболее эффективной математической модели для оценивания и прогнозирования рисков.

Ключевые слова:

ресурсные характеристики, сложный объект, ресурсоспособность, остаточный ресурс, гиперслучайная величина.

Abstract

The issues associated with ensuring long-term operation of complex objects require special attention to evaluation and prediction of risks in controlling resource pools. The determination of the level of safety of complex objects is a task of vital importance, the solution of which lies in the estimation and prediction of the real condition of equipment. In this case, one of the important factors to improve the evaluation of security level and long-term operation is justification and selection of the most effective mathematical model to evaluate and forecast risks.

Key words:

resource characteristics, complex object, resource pool, residual lifetime, hyper-random value.

Введение

Исследование вопросов по обеспечению ресурсоспособности и долгосрочной эксплуатации потенциально опасных технических объектов, которые следует рассматривать как сложные объекты (СО) [1], требует особого вни-

мания к оцениванию и прогнозированию рисков при контроле ресурсных характеристик (РХ) оборудования [2]. Определение уровня безопасности СО является актуальной задачей, решение которой заключается в оценивании и прогнозировании реального технического состояния оборудования. При этом

одним из важных факторов повышения качества оценивания уровня безопасности, ресурсоспособности и долгосрочной эксплуатации СО на всех стадиях его жизненного цикла считается обоснование и выбор наиболее эффективной математической модели [2, 3], позволяющей получать более достоверную информацию для принятия решений о продлении срока службы оборудования СО либо о немедленной его замене.

На сегодняшний день при анализе опасностей, связанных с отказами технических устройств опасных производственных объектов (ОПО), для принятия решений по безопасности применяются показатели технического риска, которые определяются соответствующими методами надежности [3]. При этом оценивание технического риска связано с наличием ряда задач при установлении значений вероятностей отказов, для решения которых целесообразно проведение исследований показателей ресурсоспособности СО. Показатели ресурсоспособности и долгосрочной эксплуатации СО, рассматриваемые с помощью РХ, определяющими из которых можно считать остаточный ресурс (ОР) и время предельного состояния (ВПС), являются наименее изученными и сложными для исследования [2, 3].

Цель данного исследования – определить подход к оцениванию и прогнозированию РХ СО методом гиперслучайных величин с помощью моделирования состояний ресурсоспособности СО и проведения сравнительного анализа применяемого математического аппарата. При этом в результате исследования множества состояний СО при оценивании ресурсоспособности, в общем, и определяющих РХ, в частности, целесообразно предусмотреть их унификацию относительно динамики состояний ресурсоспособности.

Основная часть

Известна модель [2], которая позволяет привести состояния ресурсо-

способности СО к единообразию относительно определяющих причин отказов в рамках методологии индивидуального прогнозирования СО. На ее базе для описания динамики состояний ресурсоспособности СО в общем случае можно рассмотреть множество работоспособных (и безопасных) состояний MS и полностью неработоспособных состояний, включающих функционально опасные $MS_{оп}$ и безопасные $MS_{в}$ состояния соответственно, с помощью модели, представленной на рис. 1.

В общем, могут иметь место и другие состояния, связанные с профилактикой, модернизацией, ремонтом, заменой элементов, которые не показаны на рис. 1. Переход СО из состояний множества MS_i в состояния множества MS_j , где $j = \overline{2, n}$, вызывается уменьшением запаса ресурса при сохранении в полном объеме его функциональности. В случае пополнения ресурса возможны обратные переходы.

На рис. 1 приняты следующие обозначения: S_0 – исходное исправное состояние; S_k – подмножество состояний конструктивных внезапных отказов; $S_{кп}$ – подмножество состояний конструктивных постепенных отказов; $S_э$ – подмножество состояний эксплуатационных отказов; S_d – подмножество состояний деградиационных отказов; S_p – подмножество состояний ресурсных отказов; $S'_{кп}$ – подмножество состояний конструктивных постепенных отказов, возникающих, но не обнаруженных; S'_d – подмножество состояний деградиационных отказов, возникающих, но не обнаруженных. При обнаружении отказов и их устранении СО переходит в исправное состояние S_0 .

Для дальнейшего исследования состояний ресурсоспособности предположим, что СО с конечным временем жизни описывается процессом естественного старения, который можно представить в виде ряда последовательных этапов. Поэтому целесообразно рас-

смотрение вопроса прогнозирования времени попадания СО в предельные состояния, т. е. ВПС – τ . Для прогнозирования этого времени при оценивании технического риска нужно определить

границы области изменения τ на этапах проектирования и эксплуатации, которые обусловлены вероятностью отказов оборудования СО [4], как показано на рис. 2.

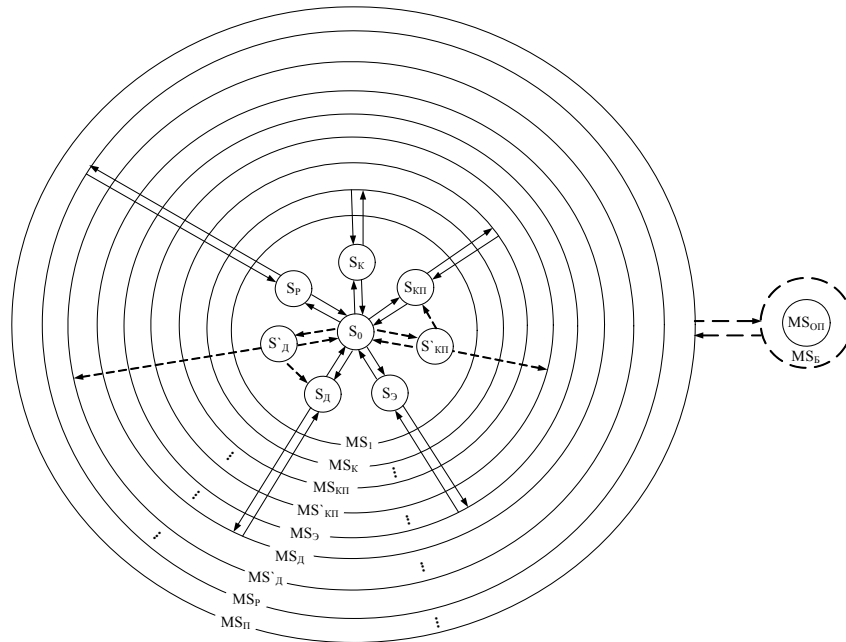


Рис. 1. Модель динамики состояний ресурсоспособности СО

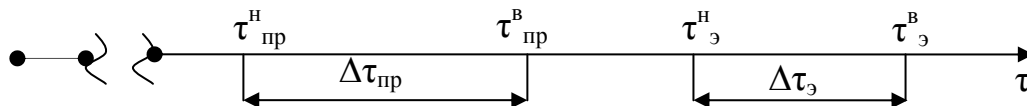


Рис. 2. Интервальная оценка ВПС при определении технического риска СО: $\tau_{пр}^H$, $\tau_{пр}^B$ – нижняя и верхняя границы ВПС на этапе проектирования, $\tau_{э}^H$, $\tau_{э}^B$ – нижняя и верхняя границы ВПС на этапе эксплуатации СО

Для получения интервальной оценки неопределенности технического риска при построении модели прогнозирования τ СО необходимо применение математического аппарата, позволяющего учитывать различные условия формирования процессов предотказного состояния на этапах проектирования и эксплуатации СО.

С целью обоснования и выбора наиболее эффективной аналитической модели, обеспечивающей повышение качества оценивания РХ СО, можно по-

казать результаты сравнительного анализа математического аппарата [5], представленные в табл. 1.

Определяющий недостаток приведенных в таблице методов – требование наличия репрезентативной выборки. Анализ показал, что наиболее приемлемым и эффективным для оценки РХ является математический аппарат теории нечетких множеств и гиперслучайных величин. Однако для использования теории нечетких множеств требуются базы данных компетенций, идентифи-

цированных относительно объекта, и компетентные эксперты, что не всегда возможно. Поэтому можно полагать, что математический аппарат теории ги-

перслучайных явлений более приемлем для построения модели оценивания технического риска СО.

Табл. 1. Сравнительный анализ математического аппарата

Математический аппарат	Функциональный анализ	Математический анализ	Дифференциальное уравнение	Теория случайных процессов	Теория гиперслучайных явлений	Теория нечетких множеств
Объект	Детерминированный с известными характеристиками			Стохастический с известными характеристиками	Стохастический с известными характеристиками	Детерминированный или стохастический с неизвестными характеристиками
Среда	Детерминированная с известными характеристиками			Стохастическая с известными характеристиками	Стохастическая с неизвестными характеристиками	Детерминированная или стохастическая с неизвестными характеристиками
Достоинства	Возможность физического моделирования			Адекватность	Адекватность, позволяет учитывать условия формирования оцениваемой величины (проведения испытаний)	Простота, высокая эффективность
Недостатки	Сложность получения и обработки информации, требуется большой объем информации, большое затратное время, большая стоимость, недостаточная адекватность модели			Сложность получения данных, требуется репрезентативная статистика	Слабо исследована, недостаточно примеров практического применения	Наличие неопределенности, зависящей от компетентности экспертов, отсутствие базы данных компетенций

В настоящее время математический аппарат теории гиперслучайных явлений, ориентированной на адекватное описание реальных физических явлений, позволяет учитывать непредсказуемый характер изменения свойств СО и статистических условий их наблюдения [6]. Так как при оценивании РХ имеется некоторая неопределенность, то можно сказать, что для более качественного контроля РХ СО целесообразно рассматривать РХ как и гиперслучайные величины, описание которых задается

границами области неопределенности в виде границ условных функций распределения, характеризующих пессимистический и оптимистический прогнозы изменения величины.

Преимуществами применения методов гиперслучайных величин для оценивания РХ является то, что оценки, описывающие гиперслучайные явления, к которым можно отнести изменения параметров РХ СО, несут больше информации об исследуемом явлении и характеризуют его полнее, чем анало-

гичные вероятностные и числовые характеристики, рассчитываемые классическими статистическими методами. Поэтому можно предполагать большую эффективность методов гиперслучайных величин для исследования РХ и параметров технического риска СО.

Рассмотрим возможность оценивания такой РХ, как ОР, которая, как правило, является вероятностной характеристикой надежности оборудования ОПО. ОР, будучи функциональной характеристикой закона распределения случайной наработки до отказа, связан с уравнениями функции распределения или с плотностью распределения наработки до отказа. Следовательно, оценивание ОР зависит, прежде всего, от того, насколько качественно проведено оценивание функции распределения или плотности распределения. Под ОР понимают запас вероятной наработки оборудования СО после момента контроля его технического состояния (или ремонта), в течение которого достигается соответствие требованиям нормативно-технической документации всех основных технико-эксплуатационных показателей и показателей безопасности [5]. При этом прогнозирование величины ОР обеспечивается при одновременном выполнении следующих условий: известны параметры, определяющие техническое состояние оборудования; известны критерии предельного состояния оборудования; имеется возможность периодического (или непрерывного) контроля значений параметров технического состояния.

По многим характерным для оборудования СО деградиационным процессам указанные условия выполняются, однако по другим видам поврежденных не все условия, необходимые для прогнозирования ОР, по существующим методикам оценивания и прогнозирования РХ могут выполняться, что требует проведения специальных исследований [5].

Известны статистические методы оценки и прогнозирования ресурса оборудования СО [2], основанные на анализе его функции распределения как случайной величины. При этом под ОР можно понимать математическое ожидание остаточной наработки, а под остаточной наработкой – оставшуюся случайную наработку оборудования до его перехода в предельное состояние [5]. Таким образом, ОР является вероятностной характеристикой надежности оборудования СО. Следовательно, оценивание ОР зависит, прежде всего, от того, насколько качественно проведено оценивание функции распределения или плотности распределения [2]. Так как в процессе эксплуатации решается задача прогнозирования поведения интенсивности отказов как статистическая, основанная на обработке исходной информации, то, следовательно, прогноз имеет некоторый разброс. Поэтому целесообразно прогнозируемое поведение интенсивности отказов определять как среднее значение, которое находится между значениями, характеризующими пессимистический и оптимистический прогнозы [2, 7].

При определении вероятностных границ ОР методом гиперслучайных величин предположим, что множество G охватывает множество всех вариантов условий формирования оцениваемой величины. Оцениваемая гиперслучайная величина ОР представляет собой множество случайных величин T/g , описывающих измеряемую величину при фиксированных условиях $g \in G$. Гиперслучайная оценка ОР представляет собой множество гиперслучайных оценок T^*/g , описывающих оценки случайных величин в условиях $g \in G$ [6].

При этом гиперслучайная оценка ОР задается:

- вероятностными характеристиками;
- условными параметрами;
- безусловными параметрами.

Графическое представление границ области неопределенности при прогнозировании вероятностной оценки ги-

перслучайной величины ОР показано на рис. 3.

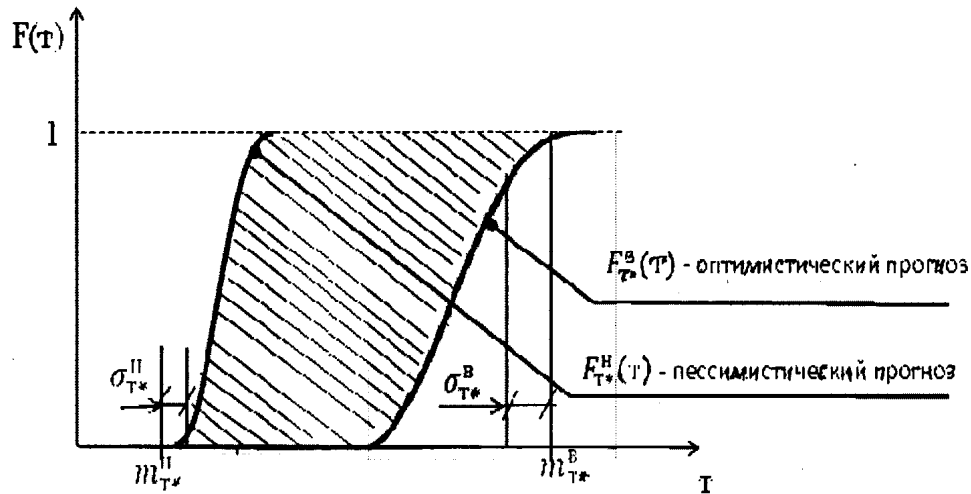


Рис. 3. Графическая иллюстрация прогнозирования области неопределенности вероятностной оценки гиперслучайной величины ОР

Приняты следующие обозначения: $F_{T*/g}(T)$ — условная функция распределения для $\forall g \in G$; $F_{T*}^H(T)$, $F_{T*}^B(T)$ — границы функции распределения; $m_{T*/g}$ — математическое ожидание; $\sigma_{T*/T,g}$ — среднее квадратическое отклонение для всех $g \in G$; m_{T*}^H , m_{T*}^B — математическое ожидание границ; σ_{T*}^H , σ_{T*}^B — среднее квадратическое отклонение границ.

Таким образом, имея определенную выборку, соответствующую неизвестной величине T (время) и неизвестным условиям g , а также априорную информацию о параметрах и характеристиках оценки и показателях ОР, с помощью метода гиперслучайных величин можно определить оценку ОР и оценить точность прогноза.

Представление величины ОР как гиперслучайной величины и его оценки дает возможность выделить границы оптимистического и пессимистического прогнозов оценок величины ОР с уче-

том условий наблюдений, что позволит повысить точность оценивания и прогнозирования РХ СО.

Выводы

В результате проведенного анализа:
— показано, что применение теории гиперслучайных явлений способствует более эффективному исследованию ресурсных характеристик и технического риска сложных объектов;

— приведено графическое представление границ области неопределенности при прогнозировании вероятностной оценки гиперслучайной величины остаточного ресурса;

— предложено совершенствование методологии оценивания технического риска при контроле ресурсных характеристик, которое предусматривает повышение качества принимаемых решений в условиях непредсказуемой изменчивости сложных объектов и статистических условий наблюдения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Елисеева, М. А.** Особенности оценивания ресурсных характеристик методом гиперслучайных величин / М. А. Елисеева, К. Н. Маловик // Проблемы розвитку та впровадження систем управління, стандартизації, сертифікації, метрології в регіонах України : матеріали IV Всеукраїнської наук.-практ. конф. 7–10 квітня 2014 р. – Донецьк : ДонНТУ, 2014. – С. 31–36.
2. **Маловик, К. Н.** Развитие научных основ повышения качества оценивания и прогнозирования ресурсных характеристик сложных объектов : монография / К. Н. Маловик. – Севастополь : СТУЯЭиП, 2013. – 332 с.
3. **Маловик, К. Н.** Систематизация методов оценивания рисков эксплуатации АЭС / К. Н. Маловик, М. А. Елисеева // Ядерная и радиационная безопасность. – 2014. – № 1. – С. 21–25.
4. **Елисеева, М. А.** Оценивание вероятностных показателей технического риска методом гиперслучайных величин / М. А. Елисеева, К. Н. Маловик // Сб. наук. пр. СТУЯЭиП. – 2014. – Вип. 1. – С. 129–136.
5. **РД 26.260.004-91.** Прогнозирование остаточного ресурса оборудования по изменению параметров его технического состояния при эксплуатации. – М., 1991.
6. **Горбань, И. И.** Теория гиперслучайных явлений / И. И. Горбань. – Киев : Наукова думка, 2007. – 184 с.
7. **Елисеева, М. А.** Безопасность объектов критического применения. Развитие диаграммы Фармера / М. А. Елисеева, К. Н. Маловик // Стандарты и качество. – 2013. – № 7. – С. 40–41.

Статья сдана в редакцию 12 ноября 2014 года

Мария Александровна Елисеева, аспирант, Севастопольский национальный университет ядерной энергии и промышленности. E-mail: marysia_a_a@mail.ru.

Константин Николаевич Маловик, руководитель Института нанотехнологий информационно-измерительных и специализированных компьютерных систем, Севастопольский национальный университет ядерной энергии и промышленности. E-mail: konstmalovik@mail.ru.

Mariya Aleksandrovna Yeliseyeva, PhD student, Sevastopol National University of Nuclear Energy and Industry. E-mail: marysia_a_a@mail.ru.

Konstantin Nikolaevich Malovik, Director of the Institute of Nanotechnology and Specialized Computer Systems, Sevastopol National University of Nuclear Energy and Industry. E-mail: konstmalovik@mail.ru.

УДК 621.039.56

К. Н. Маловик, А. Н. Мирошниченко

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНТРОЛЯ ОСТАТОЧНОЙ ДЕФЕКТНОСТИ ТРУБОПРОВОДОВ АЭС

UDC 621.039.56

K. N. Malovik, A. N. Miroshnichenko

IMPROVEMENT OF RESIDUAL DEFECTIVENESS CONTROL OF THE NPP PIPELINES

Аннотация

Проблема обеспечения надёжной работы оборудования, трубопроводов АЭС и других опасных производственных объектов с каждым годом становится всё более актуальной, так как их старение во многих отраслях промышленности значительно опережает темпы технического перевооружения.

Для определения возможности долгосрочной эксплуатации оборудования проведён анализ факторов, влияющих на развитие остаточной дефектности, а также выявлены коренные причины возникновения деградационных отказов трубопроводов АЭС.

Ключевые слова:

надёжность, безопасность, работоспособность, долгосрочная эксплуатация, остаточная дефектность, деградационный отказ, критерии надёжности, оборудование АЭС.

Abstract

The problem of ensuring reliable operation of equipment, NPP pipelines and other hazardous production facilities is becoming more and more urgent with each coming year, since their aging in many industries is far ahead of the pace of technological upgrading. To determine the opportunities for the long-term operation of equipment, the analysis of factors destabilizing the reliability of nuclear power plant piping has been made, and the basic causes of their degradation failures have been revealed.

Key words:

reliability, safety, efficiency, long-term operation, residual defectiveness, degradation failure, criteria of reliability, NPP equipment.

Введение

Проблема обеспечения надёжной работы оборудования, трубопроводов АЭС и других опасных производственных объектов с каждым годом становится всё более актуальной, так как их старение во многих отраслях промышленности значительно опережает темпы технического перевооружения.

Первым и необходимым условием безаварийной работы АЭС является высокое качество проектирования, изготовления и монтажа оборудования. Однако

как бы тщательно оборудование не было изготовлено, в процессе его эксплуатации из-за механических воздействий, термических напряжений, коррозионных процессов в металле происходят структурные изменения, возникают дефекты сплошности. Со временем они развиваются и могут привести к разрушению оборудования АЭС.

Следовательно, для определения возможности долгосрочной эксплуатации оборудования необходим анализ факторов, влияющих на развитие остаточной дефектности, а также выявление

коренных причин возникновения деградационных отказов трубопроводов АЭС для соответствующего контроля.

Основная часть

В настоящее время для контроля остаточной дефектности трубопроводов и оборудования АЭС применяются такие термины, как работоспособность [1], отказ [1], долгосрочная эксплуатация [2], ресурсоспособность [3], дефект [4], дефектность [5, 6], остаточная дефектность [7]. При этом следует отметить, что только термины работоспособность, дефектность, дефект и отказ гостированы, а другие приводятся в соответствующей технической литературе.

Трубопроводы занимают центральное место при оценке безопасности и ресурсных характеристик АЭС в связи с тем, что они:

- оказывают наибольшее влияние на ядерную безопасность АЭС;
- являются наиболее многочисленной группой конструкций энергоблока;
- имеют большие запасы упругой энергии, представляющие большую угрозу с точки зрения не только ядерной, радиационной, но и техногенной безопасности;
- при замене (или ремонте) требуют, как правило, больших материальных затрат.

На стадии проектно-конструкторских работ материалы трубопроводов выбираются таким образом, чтобы их прочность обеспечивалась на протяжении всего срока эксплуатации. Следовательно, при анализе их технического состояния необходимо учитывать все воздействия, которые предусмотрены на этапах проектирования, изготовления, монтажа, приёмо-сдаточных испытаний, транспортировки, пуско-наладочных работ или эксплуатации, приводящие к сокращению ресурсных характеристик.

Под влиянием внешних воздейст-

вий в металле трубопроводов могут возникать и развиваться повреждения, которые разделяют на силовые, тепловые, коррозионные и радиационные [8]. Общее системное представление повреждения трубопроводов АЭС показано на рис. 1.

Все трубопроводы различают по параметрам (давление, температура), степени радиоактивности, протекающей в них среде (вода, пар, пароводяная смесь, воздух и др.), периодичности работы (непрерывная работа, периодическое включение). Их элементы находятся под воздействием внутреннего давления рабочей среды, веса труб, арматуры и тепловой изоляции, напряжений самокомпенсации, возникающих в результате теплового расширения. Внутреннее давление в трубопроводах вызывает напряжение растягивания, а нагрузки – напряжение изгиба. Под действием тепловых расширений возникают изгибающие и сжимающие усилия в трубопроводах, расположенных в одной плоскости, а сжатие, изгиб и кручение – в пространственных. Под действием внутреннего давления и высоких температур при длительной эксплуатации может происходить постепенное увеличение диаметра и уменьшение толщины стенки трубопроводов из-за ползучести металла. Срок службы металла определяется длительностью установившейся фазы ползучести, которая в значительной степени зависит от свойств металла и условий эксплуатации.

В различных системах АЭС используются жидкие и газообразные теплоносители, в основном вода под давлением и пар, а в трубопроводах транспортируются также такие среды, как техническая вода, обессоленная вода (дистиллят), азот, аргон, химические реагенты и целый ряд других специальных сред. Вода обладает коррозионной активностью, склонна к разложению при радиационном облучении.

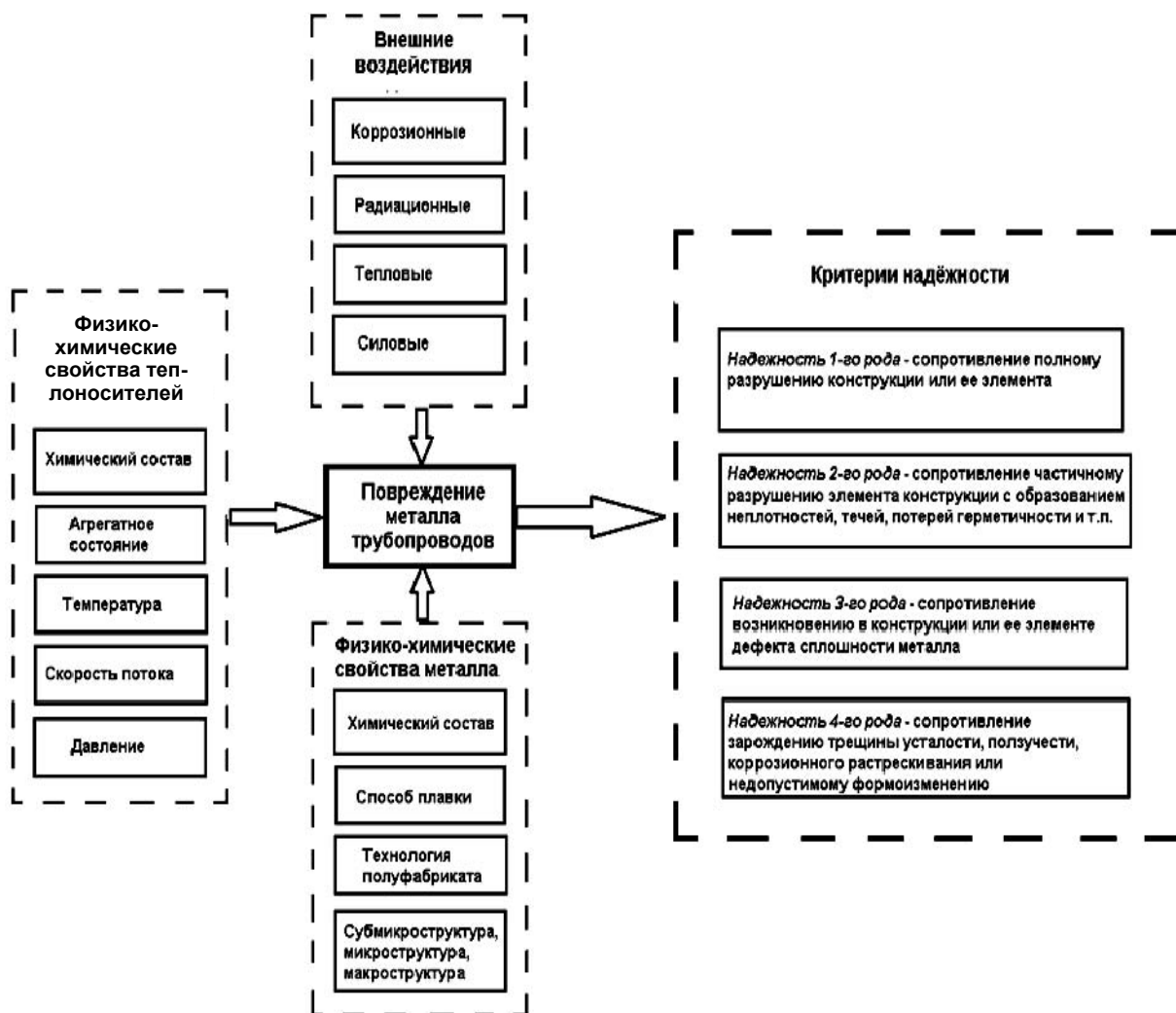


Рис. 1. Системное представление повреждения трубопроводов АЭС

У нее низкая температура кипения, что заставляет поддерживать высокое давление в контуре. Окисление металлических поверхностей оборудования происходит в связи с тем, что в результате радиолиза воды в реакторе образуются атомарный коррозионно-агрессивный кислород и водород. Кислород вызывает коррозию оборудования, а водород вступает в реакцию с газом компенсатора объема, которым является азот. Жидкая среда может оказывать на арматуру и гидродинамическое воздействие, создавая гидравлические удары, вибрацию, эрозию металла в результате кавитационного износа и пр. На интенсивность этих явлений, помимо давления и температуры, влияет ско-

рость движения среды.

Эксплуатационная надежность трубопроводов зависит от качества сварных соединений, состояния их деталей и элементов, работоспособности опорно-подвесной системы креплений, правильного выбора марки стали с учетом условий работы, технологии изготовления труб.

Марки сталей для труб, по которым на АЭС транспортируют коррозионно-неагрессивные среды, зависят от температуры среды. При температурах до 450 °С используют углеродистые стали 10 и 20; в интервале температур 450...570 °С – стали перлитного класса, легированные хромом 0,5...2 %, молибденом 0,3...1 % и ванадием 0,2...0,4 %;

наиболее распространены стали 12Х1МФ и 15Х1М1Ф. Для более высоких температур (до 620 °С) можно применять нержавеющие мартенситно-ферритные стали с высоким содержанием хрома, например, ЭИ-756 (11 % Сг, 2 % W, 0,7 % Мо, 0,2 % V). Наиболее жаропрочны и жаростойки стали аустенитного класса, из которых больше всего в атомной энергетике распространена сталь типа ОХ18Н10Т. Однако в эксплуатационных условиях при высоких температурах она оказалась недостаточно надежной из-за процесса старе-

ния. Аустенитные стали обладают наиболее высокой общей коррозионной стойкостью, что важно при транспортировке коррозионно-агрессивных сред.

Основными видами повреждений трубопроводов АЭС являются коррозия, кольцевые трещины, трещины у концов труб, износ, изгиб, выпучины и разрывы, классификация которых представлена в табл. 1 [9].

Выделим основные причины возникновения дефектов труб, результаты анализа которых отражены в табл. 2.

Табл. 1. Классификация дефектов трубопроводов АЭС

Хронологическая	Функциональная	По характерным признакам
Конструктивные	Дефекты от силовой нагрузки	Дефекты геометрической формы
	Дефекты от действия только силовой нагрузки	Сварочные дефекты (непровары)
Технологические	Дефекты от действия силовой нагрузки в сочетании с другими факторами	
Монтажные	Дефекты от коррозионной среды	Дефекты химического состава
Эксплуатационные	Дефекты от действия только коррозионной среды	Дефекты микроструктуры
	Дефекты от действия коррозионной среды в сочетании с другими факторами	Дефекты механические
Ремонтные	Дефекты от радиационного воздействия	Дефекты однородности
	Дефекты, основной причиной которых является тепловое воздействие	Дефекты сплошности

Табл. 2. Причины возникновения дефектов труб

Причина	Следствие	Примечание
1	2	3
Существующая технология прокатки металла, технология непрерывной разливки стали на отдельных металлургических заводах	Изготовление некачественных труб	Деградационный отказ (имеются случаи разрушения по причине расслоения металла)
Входной контроль сырья несовершенен или полностью отсутствует	Дефекты сырья становятся дефектами труб	Деградационный отказ
При изготовлении труб приходится подвергать металл нагрузкам, при которых он работает за пределом текучести	Появление наклепа, микрорасслоений, надрывов и других скрытых дефектов	Деградационный отказ (из-за кратковременности последующих заводских испытаний многие скрытые дефекты проявляются в процессе эксплуатации трубопроводов)

Окончание табл. 2

1	2	3
При очистке трубопроводов скребками-резцами возникают дефекты пластической деформации локальных участков поверхности трубы – риски, подрезы и т. д.	Концентраторы напряжений являются потенциальными очагами развития коррозионно-усталостных трещин	Деградационный отказ (очистка трубопроводов с помощью проводочных щеток исключает повреждения труб в виде подрезов, но при определенных режимах обработки приводит к деформациям поверхности металла, снижающим его коррозионную стойкость)
Коррозионные повреждения труб		
Низкая степень контроля заводами геометрической формы труб	На трубах диаметром 500...800 мм смещение кромок достигает 3 мм (при норме 0,75...1,2 мм), овальность – 2 %	–
Механические воздействия при погрузочно-разгрузочных, транспортных и монтажных операциях	Появление на трубах вмятин, рисок, царапин, задиров	–

Появление и развитие дефектов, рассмотренных в табл. 2, в течение периодов приработки и нормальной эксплуатации трубопроводов АЭС предопределяет возникновение деградационных отказов, которые носят случайный характер, прежде всего, из-за низкого качества проектирования, изготовления, недостаточной кондиции покупных элементов и материалов, монтажа, эксплуатации, циклических изменений нагрузки, а также других неблагоприятных внешних факторов, вызванных как физическими процессами при нормальной эксплуатации, так и влиянием человека. По тяжести последствий отказы можно классифицировать по четырём категориям, представленным в [9]. Тогда надёжность трубопроводов и оборудования АЭС может оцениваться по критериям, описанным в материалах [8, 10], из которых наиболее важна надёжность 1, 2, 3 и 4-го рода.

При выполнении всех требований на стадиях проектирования и изготовления оборудования и соблюдения условий эксплуатации предполагается, что прочность в течение всего проектного срока обеспечена, а дефекты во время

эксплуатации не должны появляться. В действительности при установленных на этапе разработки трубопроводов АЭС требованиях к процессам контроля всегда имеется определённая вероятность пропустить дефект. Следовательно, можно утверждать, что после изготовления, испытаний и исправления обнаруженных дефектов в действующем, восстановленном оборудовании могут остаться невыявленные дефекты (остаточная дефектность), которые в конечном итоге и определяют надёжность, работоспособность и ресурсоспособность оборудования.

Каждый отказ оборудования и трубопроводов АЭС происходит по реальной конструкторской или производственно-технической причине, заложенной при их создании. Это означает, что возникновение ненадёжности имеет наследственный характер. Недостатки, привнесённые при создании трубопроводов АЭС, определяют возможные неисправности. Суммарная неопределённость энтропии, накопленная при создании изделия, т. е. состоящая из неопределённостей, заложенных при проектировании и возникших на стадии про-

изводства, проходит в течение эксплуатации латентный (скрытый) период и в какой-то момент времени достигает своего критического значения, суммируясь с эксплуатационной неопределённостью, что и приводит к отказу [11]. То есть недостатки, привнесённые в оборудование при «рождении» трубопроводов АЭС, определяют его «болезни» и время жизни.

Следует отметить, что вопросы исследования дефектности, определяемой скрытым (латентным) характером протекающих процессов, очень мало освещены как в отечественной, так и зарубежной литературе. Поэтому при оценивании остаточной дефектности трубопроводов АЭС необходимо обеспечивать не только высокую достоверность неразрушающего контроля [12], но и принимать действенные меры по выявлению отказов, обусловленных наследственностью и накоплением ненадёжности на разных этапах жизненного цикла трубопроводов АЭС. При этом можно считать, что энтропия – функция степени остаточной дефектности трубопроводов, характеризующая процесс изменения технического состояния, носит деградационный характер.

Учитывая изложенное, для оценивания остаточной дефектности трубопроводов АЭС можно предложить энтропийный критерий деградации:

$$\frac{dS}{dt} = C \sum_{i=1}^n \frac{\partial q_i}{\partial(\Delta x_i)} \frac{\partial(\Delta x_i)}{dt},$$

где C – положительная константа, связанная с выбором единиц измерения; S – энтропия состояния трубопроводов и оборудования, эквивалентная его ресурсу, выработанному за время t ; n – число параметров, характеризующих

действующие нагрузки; Δx_i – разность между критическими (экстремальными) и действующими (средними) значениями нагрузок; $\frac{\partial q_i}{\partial(\Delta x_i)}$ – скорость изменения вероятности отказов, вызванного изменением Δx_i ; $\frac{\partial(\Delta x_i)}{dt}$ – скорость изменения величины запаса по нагрузке, зависит от физических и физико-химических свойств материала.

Применение предложенного критерия позволяет, учитывая деградационный характер отказов (см. табл. 2), выполнить физическое моделирование интенсивности отказов $\lambda(t)$ трубопроводов АЭС. При этом на основании материалов [2] возможно получить как оптимистический, так и пессимистический прогнозы. Следовательно, можно построить прогнозирующую область наследственных (латентных) отказов, показанную на рис. 2. Такой подход позволяет повысить качество оценивания остаточной дефектности трубопроводов за счёт более полного выявления наследственных деградационных отказов.

Выводы

1. Проведённый анализ факторов, дестабилизирующих надёжность трубопроводов АЭС, позволяет предложить их систематизацию.

2. Выявлен наследственный характер отказов, что обосновывает применение энтропийного критерия деградации.

3. Показана возможность прогнозирования области наследственных (латентных) отказов, способствующая повышению качества оценивания остаточной дефектности трубопроводов АЭС.

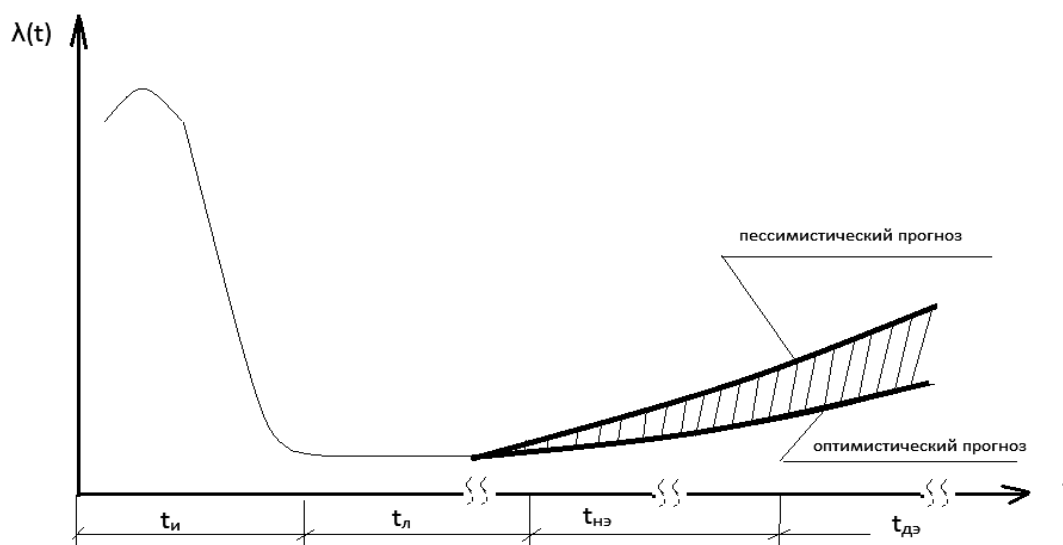


Рис. 2. Прогнозируемая область наследственных (латентных) отказов: $t_{и}$ – период изготовления; $t_{л}$ – латентный период; $t_{нэ}$ – период назначенной эксплуатации; $t_{дэ}$ – период долгосрочной эксплуатации

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. ГОСТ 27.002-89. Надежность в технике. Термины и определения. – М., 1989.
2. Safe Long Term Operation of Nuclear Power Plants, Safety Reports Series – Vienna : International atomic energy agency. – 2008. – № 57. – 35 p.
3. Маловик, К. Н. Развитие научных основ повышения качества оценивания и прогнозирования ресурсных характеристик сложных объектов : монография / К. Н. Маловик. – Севастополь : СКУЭИП, 2013. – 332 с. : ил.
4. ГОСТ 15467-79. Контроль качества продукции. Основные термины и определения. – М., 1979.
5. ГОСТ Р 53697-2009. Контроль неразрушающий. Основные термины и определения. – М., 2009.
6. ISO/TS 181173:2005. Контроль неразрушающий. Основные термины и определения. – М., 2005.
7. Маловик, К. Н. Анализ нормативной базы по оценке остаточной дефектности оборудования АЭС / К. Н. Маловик, А. Н. Мирошниченко // Устойчивое развитие. – 2014. – № 14. – С. 83–91.
8. Махутов, Н. А. Системная концепция обеспечения прочности, ресурса и безопасности оборудования и трубопроводов АЭС / Н. А. Махутов. – М. : МЭИ, 2004. – 55 с.
9. Додолев, С. Г. Диагностирование технических объектов методами неразрушающего контроля : учеб.-метод. пособие / С. Г. Додолев. – Гомель : БелГУТ, 2013. – 40 с.
10. Аркадов, Г. В. Ресурс и надёжность оборудования и трубопроводов АЭС : учеб. пособие / Г. В. Аркадов. – Севастополь : СКУЭИП, 2012. – 348 с. : ил.
11. Маловик, К. Н. Контроль качества и надёжности : учеб.-метод. пособие / К. Н. Маловик. – Севастополь : СКУЭИП, 2003. – 324 с. : ил.
12. Гетман, А. Ф. Ресурс эксплуатации сосудов и трубопроводов АЭС / А. Ф. Гетман. – М. : Энергоатомиздат, 2000. – 427 с.

Статья сдана в редакцию 14 ноября 2014 года

Константин Николаевич Маловик, руководитель Института нанотехнологий информационно-измерительных и специализированных компьютерных систем, Севастопольский национальный университет ядерной энергии и промышленности. E-mail: konstmalovik@mail.ru.

Андрей Николаевич Мирошниченко, аспирант, Севастопольский национальный университет ядерной энергии и промышленности. E-mail: miron0978@rambler.ru.

Konstantin Nikolaevich Malovik, Director of the Institute of Nanotechnology and Specialized Computer Systems, Sevastopol National University of Nuclear Energy and Industry. E-mail: konstmalovik@mail.ru.

Andrey Nikolaevich Miroshnichenko, PhD student, Sevastopol National University of Nuclear Energy and Industry. E-mail: miron0978@rambler.ru.

ЭЛЕКТРОТЕХНИКА

УДК 621.3

Н. А. Автушенко, Г. С. Леневский

АВТОМАТИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ГЕНЕРИРУЮЩИМИ МОЩНОСТЯМИ ЭНЕРГОСИСТЕМЫ

UDC 621.3

N. A. Avtushenko, G. S. Lenevsky

AUTOMATIC SYSTEMS FOR CONTROLLING GENERATING CAPACITY OF THE POWER SUPPLY SYSTEM

Аннотация

Рассмотрены варианты построения автоматических систем управления генерирующими мощностями, структурные и функциональные особенности, аппаратная организация, особенности объекта управления. На примере реконструкции районной котельной № 3 в г. Могилеве с установкой электрогенерирующего оборудования описан вариант внедрения автоматизированных систем генерации электрической энергии.

Ключевые слова:

автоматическая система управления технологическим процессом, газотурбинная установка, котел-утилизатор, автоматическое управление, дистанционное управление.

Abstract

The paper considers the options for creating automatic control systems for power generating capacity, their structural and functional features, organization of hardware, and specific features of the control object. The reconstruction of District Boiler Plant № 3 in Mogilev with the installation of power generating equipment is described as a variant of the implementation of automated systems of electric power generation.

Key words:

automatic control system for the technological process, gas turbine unit, waste-heat boiler, automatic control, remote control.

Введение

В настоящее время идет повсеместное внедрение автоматических систем управления технологическими процессами (АСУ ТП) на объектах энергосистемы Республики Беларусь. Сегодня в энергосистеме г. Могилева эксплуатируется более 50 АСУ ТП. Особое внимание уделяется АСУ ТП генерирующих мощностей. Ярким примером является реконструкция районной котельной № 3 в

г. Могилеве с установкой электрогенерирующего оборудования, осуществленная в I квартале 2014 г. На сегодняшний день на Могилевской ТЭЦ-1 стартовал проект-близнец, планируемый к вводу в 2016 г.

Цель реконструкции – внедрение парогазовой установки (ПГУ) мощностью 15,5 МВт для выработки электрической и тепловой энергии. В состав ПГУ входят две газовые турбины блоч-

но-контейнерного исполнения электрической мощностью 6 МВт каждая с двумя котлами-утилизаторами горизонтального исполнения производительностью 12,5 т/ч пара и одна паровая турбина электрической мощностью 3,5 МВт.

Технические характеристики объекта управления

Газотурбинная установка (ГТУ). Техническая характеристика ГТУ: мощность электрическая номинальная – 7,9 МВт; мощность электрическая максимальная – 7200 кВт; мощность электрическая минимальная – 2000 кВт; номинальное напряжение – 10 кВ, 50 Гц.

Котел-утилизатор (КУ) – паровой, водотрубный с характеристиками: производительность – 12,5 т/ч; давление пара – 1,3 МПа; температура пара – 225 °С (при температуре наружного воздуха 15 °С).

Топливо для котельной: природный газ, резервное топливо – топочный мазут.

Пар от котлов-утилизаторов и из общестанционного коллектора пара (давление составляло 1,4 МПа) направлялся по паропроводу Ду250 на паровую турбину. На паропроводе устанавливались отключающая арматура и измерительная диафрагма. Отработавший в турбине пар по паропроводу Ду800 подавался на устанавливаемые пластинчатые подогреватели для подогрева сетевой воды. Конденсат после подогревателей конденсатными насосами отводился в существующие деаэраторы питательной воды котлов типа ДА-100/25. Для обеспечения необходимой температуры пара, поступающего на паровую турбину, два существующих котла типа ГМ-50 оборудовались пароперегревателями. Отпуск тепловой энергии на отопление, вентиляцию и горячее водоснабжение в настоящее время осуществляется по графику 95/70 °С (расчетный график 150/70 °С).

Паровой и водогрейный контуры. В водогрейной части котельной уста-

новлены три водогрейных котла типа КВГМ-50 производительностью 50 Гкал/ч каждый; в паровой части – два паровых котла типа ГМ-50 производительностью 50 т/ч каждый.

Теплоносителем для систем горячего водоснабжения, вентиляции и систем отопления является сетевая вода. Система теплоснабжения потребителей сохраняется – существующая, закрытая.

Давление прямой сетевой воды – 0,9 МПа, обратной – 0,3 МПа. Вспомогательное оборудование котельной включает: деаэрационно-питательную установку паровых котлов, деаэрационно-подпиточную установку тепловых сетей, станцию химической водной очистки (ХВО), два пароводяных сетевых подогревателя систем централизованного теплоснабжения, пять сетевых насосов с расходом 1250 м³/ч каждый, четыре насоса рециркуляции сетевой воды, четыре питательных насоса с подачей 60 м³/ч, два из которых оснащены частотно-регулируемым электроприводом, другое вспомогательное оборудование для полноценной работы котельной. Котельная полностью обеспечена запорно-регулирующей арматурой и контрольно-измерительной аппаратурой.

Тепловые нагрузки котельной составляют: максимальная тепловая нагрузка $Q_{\max} = 57,9$ Гкал/ч, минимальная тепловая нагрузка $Q_{\min} = 8,0$ Гкал/ч.

Схема охлаждения оборудования. Для охлаждения масла ГТУ проектом предусматриваются сухие градирни маслоохладители (по 2 шт. (рабочая/резервная) на каждую ГТУ). Маслоохладители трубопроводами подключаются к системе маслообеспечения ГТУ и предназначаются для охлаждения масла до температуры 60 °С, для циркуляции используется штатный маслонасос ГТУ.

Для охлаждения масло- и воздухоохладителей парового турбоагрегата предусматривается оборотная система с установкой двух вентиляторных градирен, бака охлаждающей воды, насосов охлаждающей воды типа АЦМС-45-5-2. В сис-

теме охлаждения циркулирует вода с расчетной температурой плюс 25 °С и давлением на маслоохладителе 0,9 МПа, что предотвращает попадание масла в систему водоснабжения. Согласно схеме подключение теплообменников турбоагрегата последовательное, что требует расхода 36 м³/ч охлаждающей воды. Для восполнения возможных потерь предусмотрена подпитка оборотной системы водой.

Организация выдачи мощности в сеть. Выдача мощности в энергосистему предусматривается на напряжении 10 кВ на проектируемое трехсекционное распределительное устройство 10 кВ (по одному генератору на каждую секцию). ЗРУ-10кВ выполняется с одиночной секционированной системой шин.

ЗРУ-10кВ реализовано с применением комплектных распределительных устройств типа камер КРУ с двухсторонним обслуживанием, с вакуумными выключателями и микропроцессорными устройствами релейной защиты и автоматики.

Выдача вырабатываемой электроэнергии в энергосистему осуществляется на напряжении 10 кВ на подстанцию по двум кабельным линиям.

Все электроприемники, механизмы собственных нужд газовой и паровой турбин запитываются от двухсекционного РУСН-0,4кВ, выполненного по схеме неявного резерва. РУСН-0,4кВ секционировано выключателями, которые в нормальном режиме работы находятся в отключенном положении.

Автоматизированная система контроля и учета электрической энергии (АСКУЭ). Учет электроэнергии организовывается на шинах РУ-10кВ и выполняется на базе счетчиков активной и реактивной электроэнергии класса точности 0,55 (на два направления). Расчетные счетчики предусматриваются: для каждого генератора, на все отходящие линии собственных нужд, на линиях подстанций.

Для передачи данных АСКУЭ предполагается использование волоконно-оптического канала связи Могилевских тепловых сетей с применением одномодового оптического оборудования.

Автоматическая система управления технологическими процессами

Для полноценного управления генерацией электрической энергии предусмотрена система контроля и регулирования парогазовой установки (ПГУ) как автоматизированная система управления технологическим процессом (АСУ ТП), при котором парогазовая установка рассматривается как единый технологический объект управления, а система контроля и управления технологическими процессами – как комплексная система, имеющая иерархическую многоуровневую структуру, соответствующую уровням управления.

К технологическому оборудованию ПГУ, с помощью которого реализуется технологический процесс и которое подлежит охвату системами контроля и управления, относится основное и вспомогательное тепломеханическое и электротехническое оборудование.

Комплекс задач, автоматизируемых посредством средств вычислительной техники, должен обеспечить повышение надежности, экономичности оборудования и удобства работы персонала.

В соответствии с технологической структурой объекта автоматизации АСУ ТП парогазовой установки котельной должна включать в себя следующие основные технологические системы управления:

- АСУ ТП двух газотурбинных установок (ГТУ);
- АСУ ТП двух дожимных компрессорных станций (ДКС);
- АСУ ТП двух котлов-утилизаторов;
- АСУ ТП паровой турбины с генератором;
- АСУ ТП общестанционного

вспомогательного оборудования (ОВО);

- АСУ ТП электротехнического оборудования (ЭТО);
- АСУ ТП общецлочного уровня ПГУ.

Технические решения по АСУ ТП включали:

- САУ двух ГТУ, поставляемых совместно с ГТУ («Сименс» (Siemens), Швеция), содержащих в своем составе технические и программные средства для их интеграции в программно-технический комплекс (ПТК) АСУ ТП ПГУ;

- САУ двух ДКС, поставляемых совместно с ДКС, содержащих в своем составе технические и программные средства для их интеграции в ПТК АСУ ТП ПГУ;

- САУ КУ, поставляемых совместно с КУ, содержащих в своем составе технические и программные средства для их интеграции в ПТК АСУ ТП ПГУ;

- САУ паровой турбины с генератором, содержащих в своем составе технические и программные средства для их интеграции в ПТК АСУ ТП ПГУ;

- АСУ ТП ОВО, разрабатываемой в составе АСУ ТП ПГУ;

- АСУ ТП ЭТО, разрабатываемой в составе АСУ ТП ПГУ;

- АСУ ТП общецлочного уровня ПГУ.

Основные технические решения по АСУ ТП ПГУ. Автоматизированная система управления технологическим процессом предназначена для целенаправленного управления работой энергоблока с помощью современных микропроцессорных средств и средств вычислительной техники.

Основными целями создания АСУ ТП ПГУ являются:

- обеспечение управления энергоблоком в нормальных, переходных и предаварийных и аварийных режимах работы для выполнения главной функции – выработки электрической и теп-

ловой энергии требуемого количества и качества;

- защита ПГУ и ее агрегатов путем останова или снижения нагрузки при угрозе аварии;

- обеспечение персонала достаточной, достоверной и своевременной информацией о ходе технологического процесса и состоянии оборудования для оперативного управления.

АСУ ТП ПГУ должна обеспечить улучшение следующих показателей:

- повышение эксплуатационной готовности ПГУ и точности выполнения диспетчерского графика;

- повышение экономичности работы ПГУ, включая экономию топлива и затрат энергии на собственные нужды;

- повышение надежности и долговечности работы оборудования и сокращение затрат на его ремонты, улучшение использования резервов мощности и маневренности ПГУ;

- сокращение ошибок оперативного персонала.

Улучшение показателей должно быть достигнуто благодаря применению современных микропроцессорных средств и средств вычислительной техники, обеспечивающих:

- реализацию более оптимальных стратегий и алгоритмов управления и регулирования;

- улучшение интерфейса «человек–машина»;

- расширение информационных и управляющих функций системы;

- улучшение диагностики технологического оборудования программно-технических средств АСУ ТП ПГУ;

- повышение надежности системы при отказах элементов.

ПГУ должна строиться как человеко-машинная система, работающая в темпе технологического процесса (режиме реального времени) и содержащая технологический, обслуживающий персонал и комплекс технических средств (КТО, включающий программно-техни-

ческий комплекс (ПТК), резервные средства контроля и управления (РСКУ), датчики, средства воздействия на процессы (ИМ, РТЗО, ячейку КРУ и т. п.)).

Главным звеном АСУ ТП должен быть оператор-технолог (машинист ПГУ), выполняющий общую и детальную оценку технологической ситуации на ПГУ и принимающий в соответствии со сложившейся ситуацией предусмотренные инструкциями, правилами и нормами решения.

Основной частью АСУ ТП должен быть ПТК, обеспечивающий оператору-технологу все возможности для эффективного и безопасного управления технологическими процессами во всех режимах работы ПГУ. ПТК должен представлять собой современную систему контроля и управления, построенную на основе средств микропроцессорной техники, персональных компьютеров, локальных вычислительных сетей (ЛВС).

РСКУ должны содержать минимальный набор средств дистанционного контроля и управления, обеспечивающий контроль наиболее важных техно-

логических параметров и прямое индивидуальное управление основными механизмами и арматурой ПГУ. РСКУ должны гарантировать высокую надежность путем применения технических средств и схемных решений, проверенных практически в условиях электростанций.

Обслуживающий персонал должен обеспечивать работоспособное состояние КТС в соответствии с установленными правилами, нормами, требованиями.

Состав подсистем АСУ ТП

АСУ ТП должна достаточно полно охватить технологический процесс энергоблока и реализовать управление его всеми технологическими подсистемами (рис. 1).

Технологические подсистемы энергоблока включают в себя группы технологического оборудования, осуществляющих определенный технологический цикл и различающихся назначением и видом технологического процесса.

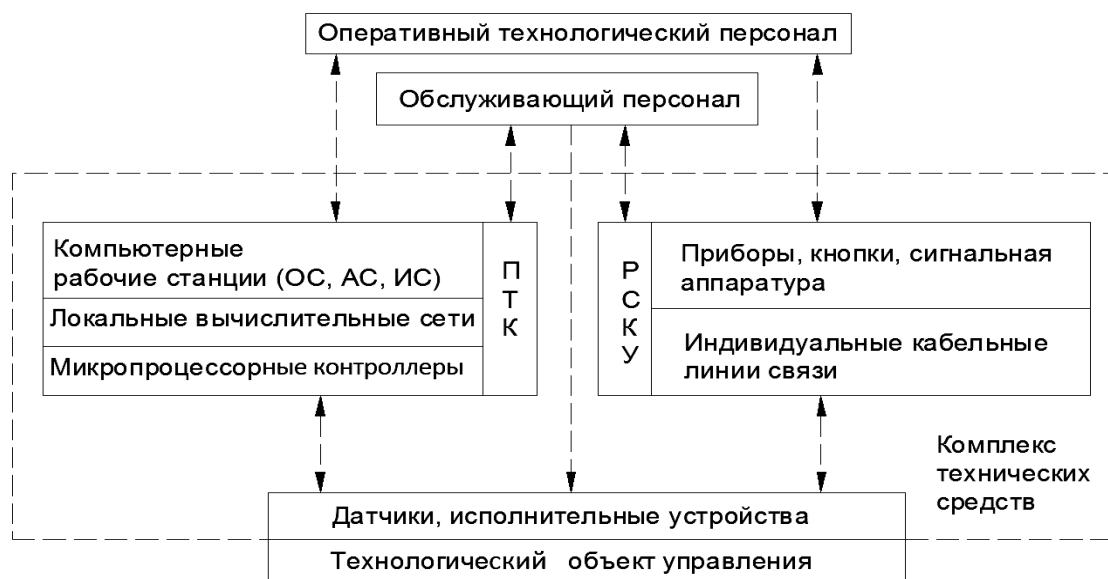


Рис. 1. Общая структура АСУ ТП ПГУ: ОС – операторская станция; АС – архивная станция; ИС – инженерная станция; ПТК – программно-технический комплекс; РСКУ – резервные средства контроля и управления

АСУ ТП ПГУ включает в себя следующие технологические подсистемы управления:

- подсистемы АСУ ТП каждой ГТУ;
- подсистемы АСУ ТП каждой ДКС;
- подсистемы АСУ ТП каждого котла-утилизатора;
- подсистему АСУ ТП паровой турбины;
- подсистемы АСУ ТП генератора;
- подсистемы АСУ ТП ОВО;
- подсистемы АСУ ТП ЭТО.

Работу вышеприведенных подсистем координирует общецлочный уровень АСУ ТП. На этом уровне производится интеграция всех информационных потоков подсистемы АСУ ТП и взаимосвязь с вышестоящими уровнями управления котельной.

Управление указанными технологическими подсистемами должно быть реализовано средствами следующих функциональных подсистем:

- подсистемой технологических защит, реализующей функции защиты персонала и технологического оборудования при угрозе возникновения аварии;
- подсистемой автоматического регулирования, реализующей алгоритмы стабилизации или изменения по заданному закону технологических параметров;
- подсистемой дистанционного управления, обеспечивающей реализацию команд оператора-технолога и управляющих подсистем, а также формирующей информацию о состоянии исполнительных органов подсистемы;
- подсистемой логического управления, реализующей функционально-групповое управление горелками, технологические блокировки;
- информационно-вычислительными подсистемами, реализующими функции расчетов, регистрации, архивации, документирования, отображения информации и технологическую сигна-

лизацию;

– инженерной подсистемой, обеспечивающей функционирование ПТК.

Работа функциональных подсистем должна осуществляться путем взаимодействия следующих видов обеспечения АСУ ТП.

Структура АСУ ТП ПГУ

АСУ ТП ПГУ решает весь комплекс задач автоматизации, контроля и управления ПГУ во всех режимах работы: пуск, нормальные переходные и аварийные режимы, останов.

Система АСУ ТП охватывает все оборудование ПГУ. Функции контроля и управления технологическим оборудованием, с которым поставляются свои САУ, реализуются этими системами. При этом они интегрируются в АСУ ТП ПГУ, которая реализует функции контроля и управления технологическим оборудованием, не имеющим в своем составе локальных САУ и ПГУ в целом. Система предусматривает реализацию всех необходимых управляющих и информационных функций современных АСУ ТП, а именно:

- технологических защит;
- автоматических защитных блокировок и сигнализации;
- автоматического регулирования параметров режима;
- автоматического управления, включая функционально-групповое управление оборудованием в различных режимах работы;
- информационной и «интеллектуальной» поддержки оператора ПГУ.

Для реализации всех функций АСУ ТП используется современный программно-технический комплекс (ПТК) на базе промышленных микропроцессорных контроллеров, быстрых сетей передачи данных, рабочих станций на базе ПЭВМ, а также алгоритмического и программного обеспечения.

АСУ ТП снабжает оператора ПГУ всей необходимой информацией для

взаимодействия с технологическим процессом и для поддержания диалога «оператор–машина». В представляемой информации содержатся следующие сведения:

- об изменении состава работающего технологического оборудования;
- о возникновении предупредительных и аварийных отклонений в работе;
- значения контролируемых параметров;
- показатели эффективности работы технологического оборудования;
- отказы и неисправности исполнительных механизмов, датчиков и других технических средств АСУ ТП.

Основным рабочим местом оператора является оперативный контур управления энергоблоком в помещении щита управления. Организация оперативного контура выполняется с учетом современных мировых требований к постам управления.

Как правило, АСУ ТП характеризуется целой совокупностью структур: функциональная, информационная, организационная, техническая и др.

Функциональная структура АСУ ТП ПГУ

Технологические защиты и блокировки, логическое управление. Управляющая система технологических защит (СТЗ), блокировок и логического управления реализована на контроллерах нижнего уровня АСУ ТП ПГУ. Технологические защиты (ТЗ) выявляют факт возникновения аварийной ситуации и формируют управляющие воздействия на исполнительные устройства (исполнительные механизмы и коммутационные аппараты масляной насосной станции (МНС)) с целью защиты персонала, предотвращения повреждения оборудования и локализации последствий аварий. Алгоритмы технологических защит и блокировок разработаны в соответствии с требованиями нормативных доку-

ментов, действующих в энергетике, с учетом технических условий на выполнение защит и блокировок заводоизготовителей основного оборудования. Система технологических защит и все единичные технологические защиты должны находиться во включенном состоянии в течение всего времени работы основного оборудования энергоблока. Отключение активного действия («перевод» на сигнал) может быть произведено неоперативными средствами (с инженерной станции) отдельно для каждой из единичных технологических защит только в соответствии с принятым регламентом. Срабатывание каждой из единичных ТЗ происходит при возникновении аварийной ситуации, которая определяется ее «введенным» состоянием (т. е. наличием технологических условий ее автоматического ввода и отсутствием условий ее вывода) и формированием условий ее срабатывания – отклонение от нормы соответствующих аналоговых параметров, характеризующих технологический режим работы оборудования, до заданных значений (установок срабатывания) или появлением заданных состояний (сочетаний состояний) дискретных параметров, характеризующих состояния основных исполнительных механизмов, механизмов собственных нужд или технологических процессов. При срабатывании (в т. ч. срабатывании первой) любой из единичных ТЗ в СТЗ формируются и выдаются на соответствующие исполнительные механизмы, механизмы собственных нужд и пр. управляющие команды, которые являются:

- односторонними (обратный ввод отключенного оборудования в работу производится вручную после выявления и устранения всех причин, вызвавших срабатывание ТЗ);
- необратимыми (исключается возможность отмены управляющих воздействий до полного их выполнения независимо от исчезновения первопричины);

– продолжительными (управляющие команды СТЗ действуют до тех пор, пока не выполняются самые продолжительные операции).

Подсистема автоматического ввода/вывода каждой из единичных технологических защит обеспечивает возможность нормальной эксплуатации технологического оборудования во всех эксплуатационных режимах, включая пусковые, без вмешательства персонала в работу СТЗ, причем в случае «перезапуска» (рестарта) контроллеров СТЗ состояние каждой из единичных технологических защит сохраняется, т. е. соответствует режиму работы технологического оборудования. Единичные ТЗ, не имеющие автоматического ввода-вывода, а также ТЗ в состоянии ввода постоянно находятся в ждущем режиме.

Все изменения состояний каждой из единичных технологических защит (сброс, введение, выведение, запуск, срабатывание, срабатывание на сигнал) сопровождаются светозвуковой сигнализацией на экранах операторских станций. Предоставление информации о текущих состояниях каждой из единичных ТЗ на экранах операторских станций производится в виде набора специальных видеок кадров двух типов:

1) таблиц обобщенных состояний каждой из единичных ТЗ, группированных по основным агрегатам энергоблока;

2) видеограмм, группированных как по составу управляющих воздействий (останов, снижение нагрузки, локальные), так и по агрегатам, в графическом виде представляющих детальную информацию о режимах работы каждой из единичных ТЗ, текущих состояниях и значениях обрабатываемой информации, значениях уставок срабатывания, а также в укрупненном виде об их структуре, алгоритме и взаимосвязях.

Для параметрических технологических защит формирование условий срабатывания сопровождается аварийной сигнализацией, причем при наличии

в условиях срабатывания временных задержек аварийная сигнализация срабатывает без указанных задержек. Срабатыванию аварийной сигнализации предшествует предупредительная. При выведенном (или сброшенном) состоянии соответствующей единичной технологической защиты действие как аварийной, так и предупредительной сигнализации блокируется.

В процессе нормальной эксплуатации технологического оборудования работоспособность системы технологических защит автоматически непрерывно контролируется путем диагностики работоспособности датчиков защит, контроллеров СТЗ, целостности программного обеспечения.

Технологические блокировки предназначены для автоматического управления переключениями и запретами на переключения в технологической схеме объекта при изменениях условий или режима работы оборудования, а также автоматического управления пуском и остановом отдельных технологических узлов, для которых не требуется использование пошаговых алгоритмов.

Особую группу образуют алгоритмы аварийного включения резерва (АВР). Они обеспечивают включение резервного механизма при аварийном отключении работающего или при недопустимом отклонении параметра при работающем механизме. Выбор рабочего и резервного механизмов и отключение АВР производятся оператором-технологом средствами операторской станции. Показатели состояния АВР каждого из механизмов собственных нужд (рабочий/резервный/отключен) постоянно отображаются на соответствующих фрагментах мнемосхемы, так же как и текущие состояния самих механизмов.

Логическое управление в составе СТЗ обеспечивает в виде пошаговых технологических программ нижнюю ступень автоматизации управления оборудованием ПГУ для координированного

программно-логического управления отдельными технологически связанными группами оборудования и ПГУ в целом и является средством задания (изменения) режима его работы, преобразуя обобщенное задание оператора-технолога (машиниста) ПГУ в последовательности дискретных команд управления оборудованием.

Автоматическое регулирование

Подсистема автоматического регулирования АСУ ТП ПГУ предназначена для автоматической стабилизации, а также автоматического изменения технологических параметров или их соотношений в соответствии с режимами работы оборудования.

Основные функции подсистемы:

- устойчивая работа регуляторов, а также отсутствие при этом автоколебаний в пределах всего используемого регулирующего диапазона;

- автоматическое изменение по требуемым законам значений технологических параметров ПГУ при его пуске из различных тепловых состояний и останове;

- автоматическое поддержание в требуемых пределах значений технологических параметров и их соотношений при нормальных режимах работы – автоматическое изменение по требуемым законам значений параметров при появлении технологических ограничений (например, по производительности отдельных агрегатов, аварийному изменению нагрузки в энергосистеме и т. п.).

При взаимодействии оперативного персонала с подсистемой автоматического регулирования для каждого регулятора предусмотрены:

- отображение заданного и текущего значений регулируемого параметра, сигнала рассогласования, положения регулирующего органа (в аналоговом и дискретном представлении), отображение изменения состояния регулятора с сигнализацией;

- возможность изменения заданного значения регулируемого параметра и положения регулирующего органа;

- возможность переключения режима работы с автоматического в дистанционный и обратно;

- возможность осуществления блокировок, обеспечивающих отключение автоматических воздействий на регулируемый орган как в сторону его открытия («больше»), так и закрытия («меньше»).

Воздействия регуляторов обладают низшим приоритетом по сравнению с воздействиями других управляющих подсистем. Основным способом реализации приоритетов между управляющими воздействиями различных управляющих подсистем является способ аппаратной организации приоритетов в электрических схемах управления исполнительными механизмами.

Дистанционное управление

Дистанционное управление предназначено для реализации команд оператора-технолога по управлению оборудованием.

Дистанционное управление производит оператор-технолог, обеспечивая:

- выполнение неавтоматизированных предпусковых и пусковых операций;

- выбор эксплуатационного режима установки;

- дублирование управляющих воздействий на арматуру и механизмы;

- средствами дистанционного управления при отказе средств автоматизации;

- опробование системы технологических защит при подготовке оборудования к вводу в действие;

- выбор очередности работы механизмов под АВР;

- выполнение послеостановочных операций.

Предусмотрены следующие виды дистанционного управления:

– избирательное дистанционное управление всеми исполнительными органами, механизмами собственных нужд и логическими устройствами;

– групповое дистанционное управление;

– индивидуальное дистанционное управление для наиболее ответственных исполнительных органов.

Избирательное дистанционное управление является основным видом управления, осуществляется с операторских станций, установленных на пультах оперативного контура щита управления. Для избирательного управления используются экраны мониторов, функциональные клавиатуры и мыши. Объект управления выбирается при номинальном количестве действий со стороны оператора-технолога.

Групповое дистанционное управление используется для управления несколькими объектами одной командой, при этом для отдельных входящих в группу объектов может не предусматриваться ни индивидуальное, ни избирательное управление.

Индивидуальное дистанционное управление является резервным по отношению к избирательному и групповому. Оно реализуется с помощью средств, независимых от микропроцессорной аппаратуры верхнего уровня ПТК и средств цифровой связи между устройствами ПТК, с закреплением за каждым объектом управления отдельного, относящегося только к нему аппарата подачи команд (кнопок или ключей).

Дистанционное управление большинством исполнительных органов от операторской станции производится при выполнении следующих операций:

– выбор оператором требуемого объекта управления путем задания шифра или с помощью курсора на видеокадре (сопровождается появлением на экране виртуального блока (панели) управления выбранным объектом);

– выдача требуемой команды.

При выборе объекта управления его символ на мнемосхеме выделяется.

Одновременно оператор может осуществлять управление объектом с нескольких (до 10) виртуальных блоков (панелей), однако каждая выдаваемая им команда управления должна относиться только к одному конкретному выбранному объекту (кроме группового управления). Выбор объекта и отображение виртуального блока управления автоматически отменяются через 15...20 с, если не последовало команды управления.

Выводы

Рассмотрен вариант построения многоуровневой автоматической системы управления комплексом выработки электрической энергии посредством парогазовой установки на примере котельной № 3 в г. Могилеве. Изложенный материал может быть использован при разработке алгоритмов и архитектурных проектов по организации АСУ ТП генерирующими мощностями.

Статья сдана в редакцию 11 декабря 2014 года

Николай Александрович Автушенко, канд. техн. наук, Могилевские тепловые сети. E-mail: abay@tut.by.

Геннадий Сергеевич Леневский, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет. Тел : 8-0222-31-14-44.

Nikolai Aleksandrovich Avtushenko, PhD (Engineering), Mogilev Heat Supply Network. E-mail: abay@tut.by.

Gennady Sergeyevich Lenevsky, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University. Phone: 8-0222-31-14-44.

УДК 62-83:621

А. С. Коваль, Е. В. Ефименко

К ВОПРОСУ РАЗРАБОТКИ ЭЛЕКТРОПРИВОДА ПАССАЖИРСКИХ ЛИФТОВ С РЕГУЛИРУЕМОЙ НОМИНАЛЬНОЙ СКОРОСТЬЮ ДВИЖЕНИЯ КАБИНЫ ЛИФТА

UDC 62-83:621

A. S. Koval, Y. V. Yefimenka

ON THE DEVELOPMENT OF ELECTRIC DRIVES FOR PASSENGER LIFTS WITH ADJUSTABLE NOMINAL SPEED OF THE LIFT CAR MOTION

Аннотация

Рассмотрена возможность реализации режима работы привода лифта с рабочей скоростью больше номинальной в безредукторных приводах лифтов на базе синхронных двигателей с постоянными магнитами (СДПМ). Предложено регулирование рабочей скорости лифта при неполной загрузке кабины с целью повышения производительности лифта и улучшения энергетических характеристик его привода с учётом случайного характера пассажиропотока в пассажирских и административных лифтах.

Ключевые слова:

частотно-регулируемый электропривод, лифт, загрузка кабины, пассажиропоток, синхронный двигатель.

Abstract

The paper considers the implementation of operating mode of the lift drive with an operating speed higher than nominal in lifts gearless drives on the basis of synchronous motors with permanent magnets (SMPM) and suggests the adjustment of operating speed of the lift with a partially loaded lift car in order to increase lift efficiency and to improve energy characteristics of the lift drive, a random character of passenger flow in residential and office lifts being taken into account.

Key words:

variable frequency drive, lift, loading of a lift car, passenger flow, synchronous motor.

В настоящее время уделяется большое внимание энергосбережению в лифтах. Для лифтов, работающих в жилых зданиях, порядка 30 % энергопотребления связано с режимом движения (перевозки людей), т. е. работой электропривода. Сегодня частотно-регулируемый электропривод (ЭП) переменного тока – основной тип регулируемого привода в лифтах. Преобразователь частоты используется для формирования пускотормозных режимов тахограммы движения кабины лифта при сохранении неизменной рабочей

скорости перемещения кабины. Это, наряду с обеспечением комфортных характеристик поездки в лифте, по сравнению с приводами лифтов на базе двухскоростных двигателей, существенно снижает энергопотребление в переходных процессах, что и определяет экономичность использования частотно-регулируемых ЭП.

Особенностью работы лифта является постоянно меняющаяся загрузка его кабины, которая определяется случайным характером пассажиропотока как в жилых, так и административных зданиях

[1]. Двигатель привода лифта в этом случае работает с постоянно меняющейся нагрузкой, что снижает энергетическую эффективность привода. Обеспечение постоянной загрузки двигателя возможно увеличением рабочей скорости движения лифта в рабочих циклах с неуравновешенной кабиной лифта и его производительности [2].

Требуемая мощность двигателя привода лифта может быть определена как

$$Q = \frac{(P_1 + P_2 - P_3) \cdot V}{\eta}, \quad (1)$$

где P_1 – вес кабины, Н; P_2 – загрузка кабины, Н; P_3 – вес противовеса, Н; V – скорость движения кабины, м/с; η – КПД привода.

Вес противовеса выбирается из условия уравнивания веса пустой кабины и половины ее номинальной загрузки [2]:

$$P_3 = P_1 + \frac{P_{2ном}}{2}. \quad (2)$$

Тогда

$$Q_{ном} = \frac{0,5P_{2ном} \cdot V_{ном}}{\eta}. \quad (3)$$

При сохранении постоянства потребляемой мощности двигателем привода в этом случае возможно увеличение скорости перемещения кабины лифта при меняющейся загрузке кабины в соответствии с выражением

$$V = \frac{P_{2ном}}{P_2} \cdot V_{ном}. \quad (4)$$

Чем ближе загрузка кабины к значению $0,5P_{2ном}$ (фактически холостой ход), тем больше может быть скорость. При загрузке кабины, равной $0,5P_{2ном}$, расчетная скорость перемещения кабины лифта достигает значения $2V_{ном}$. Реально ограничение этой скорости определяется:

– возрастанием шума при увеличении скорости (установленная норма при работе редукторной лебёдки с двухскоростным АД не более 75 дБ);

– возможностями конструкции самой лебёдки лифта, допускающими увеличение скорости выше номинальной;

– регулировочными возможностями используемых двигателей в приводе лифта при регулировании скорости выше номинальной.

В регулируемом редукторном электроприводе лифтов используется односкоростной асинхронный двигатель с управлением от частотного преобразователя. Типовой асинхронный двигатель допускает работу вверх от номинальной скорости при постоянной мощности в ограниченном диапазоне при увеличении частоты питающего напряжения. Возможности увеличения скорости в этом случае ограничены увеличением индуктивного сопротивления обмоток ротора и статора, что приводит к уменьшению тока при максимальном моменте и магнитного потока, т. к. напряжение питания остается постоянным при увеличении частоты питающего напряжения [3]. Диапазон регулирования асинхронных двигателей с короткозамкнутым ротором в таком случае ограничен до 2:1 при поддержании тока ротора равным или меньше номинального.

Наиболее пригодны к режиму работы лифтов со скоростью выше номинальной безредукторные регулируемые электроприводы. Применение типовых асинхронных двигателей в безредукторном электроприводе лифта нерационально, в первую очередь, из-за завышения мощности используемого преобразователя частоты. В России разрабатываются конструкции тихоходных асинхронных двигателей для лифтов (ООО «РУСЭЛПРОМ-Лифт»), однако широкого применения они пока не имеют. На рынке лифтов массово присутствуют безредукторные приводы лифтов на базе синхронных двигателей с постоянными магнитами (СДПМ) [4]. Эти

двигатели с преобразователем частоты допускают работу в зоне скоростей выше номинальной в ограниченном диапазоне. Ограничение тоже определяется влиянием индуктивности статора при возрастании частоты питающего напряжения и сопровождается соответствующим ограничением момента.

Специфика регулирования в этом случае скорости СДПМ, которые получают в последнее время наибольшее применение в приводах лифтов, заключается в том, что режим ослабления магнитного потока реализуется за счёт продольной размагничивающей реакции якоря (при упреждающем угле управления транзисторами инвертора), т. е. составляющей тока I_d (при описании двигателя в осях d – q , неподвижных относительно ротора), отличной от нуля, что и имеет место при работе СДПМ при скорости больше $\omega_{ном}$ [5].

Момент СДПМ через номинальные параметры определяется как

$$M = C \cdot I, \quad (5)$$

где C – постоянная двигателя.

При регулировании скорости за счёт ослабления потока ток двигателя не может быть больше $I_{ном\text{ампл}} = \sqrt{I_q^2 + I_d^2}$. Поэтому регулирование скорости во второй зоне должно сопровождаться уменьшением составляющей тока I_q в соответствии с уменьшением загрузки в кабине лифта и увеличением скорости.

Уравнение механической характеристики СДПМ при управлении ослаблением потока имеет вид (в относительных единицах) [5]:

$$\mu = \frac{K_m \cdot (\cos\Theta_{эл} + V \cdot \tau \cdot \omega_{ном} \sin\Theta_{эл} - \gamma)}{1 + (\tau \cdot \omega_{ном})^2 \cdot \gamma^2}, \quad (6)$$

где

$$K_m = \frac{U_{1нн0}}{I_{1нн0} \cdot R_1}; \quad \gamma = \frac{\omega}{\omega_{нн0}};$$

$$\mu = \frac{M}{M_{ном}}; \quad \tau = p_n \cdot \frac{L_1}{R_1}.$$

Расчётная механическая характеристика (6) лифтового СДПМ (табл. 1) при увеличении частоты вращения до $2\omega_{ном}$

$$\mu = \frac{8,08 - 4,1\gamma}{1 + 3,92\gamma^2}. \quad (7)$$

Механическая характеристика в соответствии с выражением (7) и по данным табл. 1 построена на рис. 1.

При использовании двигателя (см. рис. 1) в приводе лифта изменению загрузки кабины от $P_{ном}$ до $0,5P_{ном}$ соответствует изменение момента двигателя от 1 до 0 в относительных единицах с соответствующим увеличением частоты вращения относительно номинального значения до двухкратного. Это позволяет говорить о вероятности увеличения скорости кабины выше номинальной при сохранении потребляемого тока двигателем на уровне не более $I_{ном}$ в безредукторных регулируемых электроприводах на основе СДПМ.

Возможные тахограммы движения кабины лифта с регулируемой скоростью движения кабины в зависимости от нагрузки показаны на рис. 2.

Табл. 1. Номинальные параметры лифтового СДПМ

$U_{1ном}$, В	$I_{1ном}$, А	R_1 , Ом	L_1 , мГн	$\omega_{0ном}$, с ⁻¹	p_n	$\Theta_{эл}$, град	$M_{ном}$, Н·м	$P_{ном}$, кВт
220	12	2,19	0,04	9,9	11	15	460	4,6

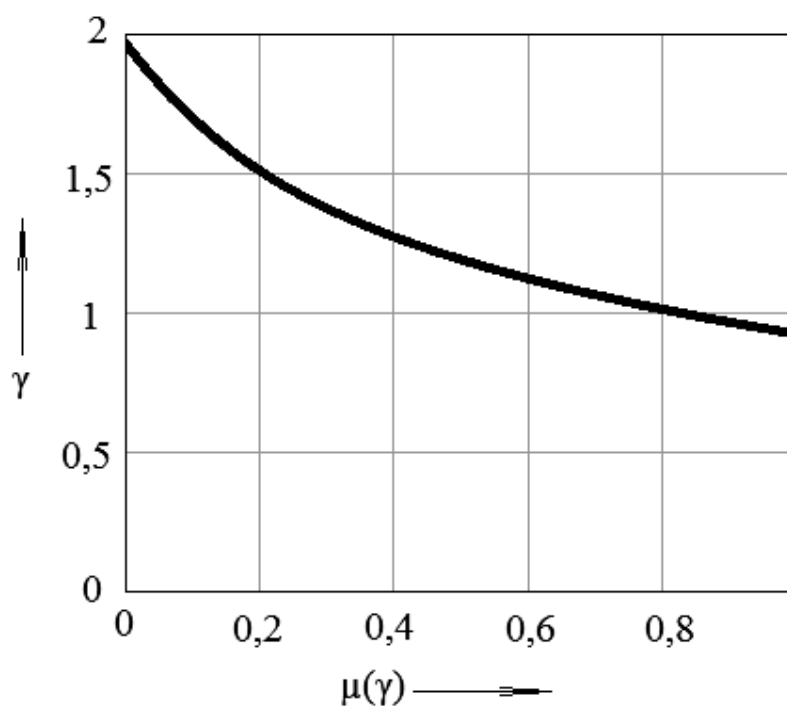


Рис. 1. Расчётная механическая характеристика

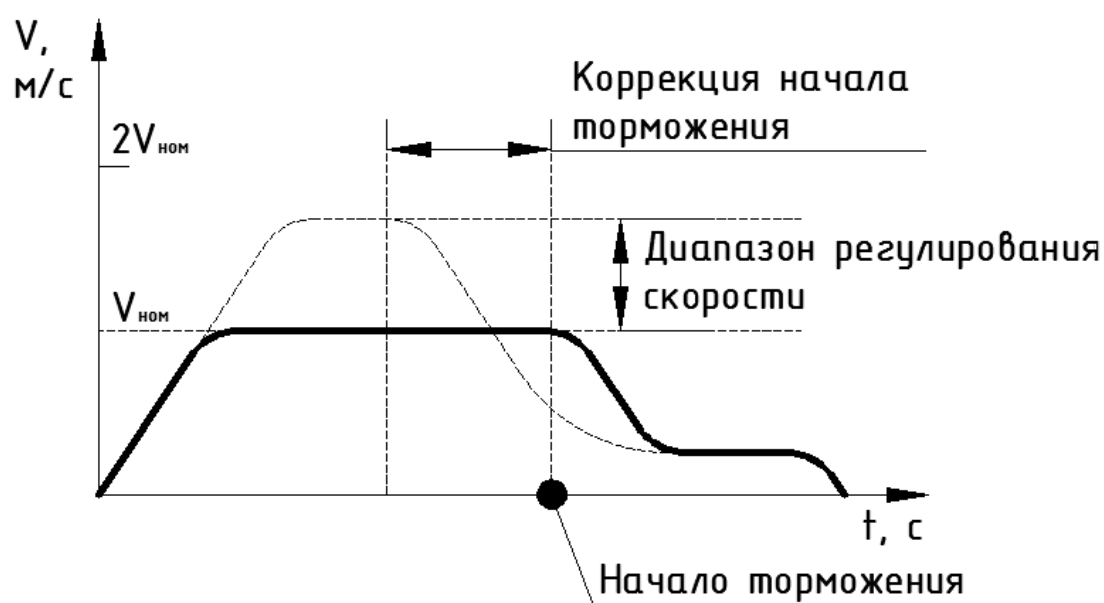


Рис. 2. Возможные тахограммы движения кабины лифта

Особенностью системы управления электроприводом является необходимость коррекции начала торможения привода при подходе к заданному этажу в зависимости от скорости движения

(загрузки кабины). Реализация такого режима работы требует разработки системы управления электроприводом, отличающейся от используемых в безредукторных лифтах в настоящее время.

Дополнительно нужна коррекция начала формирования команды на торможение привода при подходе к заданному этажу при сохранении общего алгоритма управления формированием точного останова на этаже.

Блок-схема такого электропривода представлена на рис. 3 [6].

В электроприводе используется датчик загрузки кабины для формирования сигнала задания скорости, превышающей номинальную, и блок коррекции начала торможения кабины лифта для реализации существующего алгоритма останова кабины на этаже.

В настоящее время к лифтам предъявляются более высокие требования по комфортности [4]. Актуальна реализация полностью управляемого торможения кабины в функции оставшегося до этажа останова пути [4]. Использование этой идеологии целесообразно в электроприводе на рис. 3. Схема электропривода с регулируемой скоростью движения кабины в зависимости от загрузки кабины и управляемым по оставшемуся до этажа останова пути торможением показана на рис. 4.

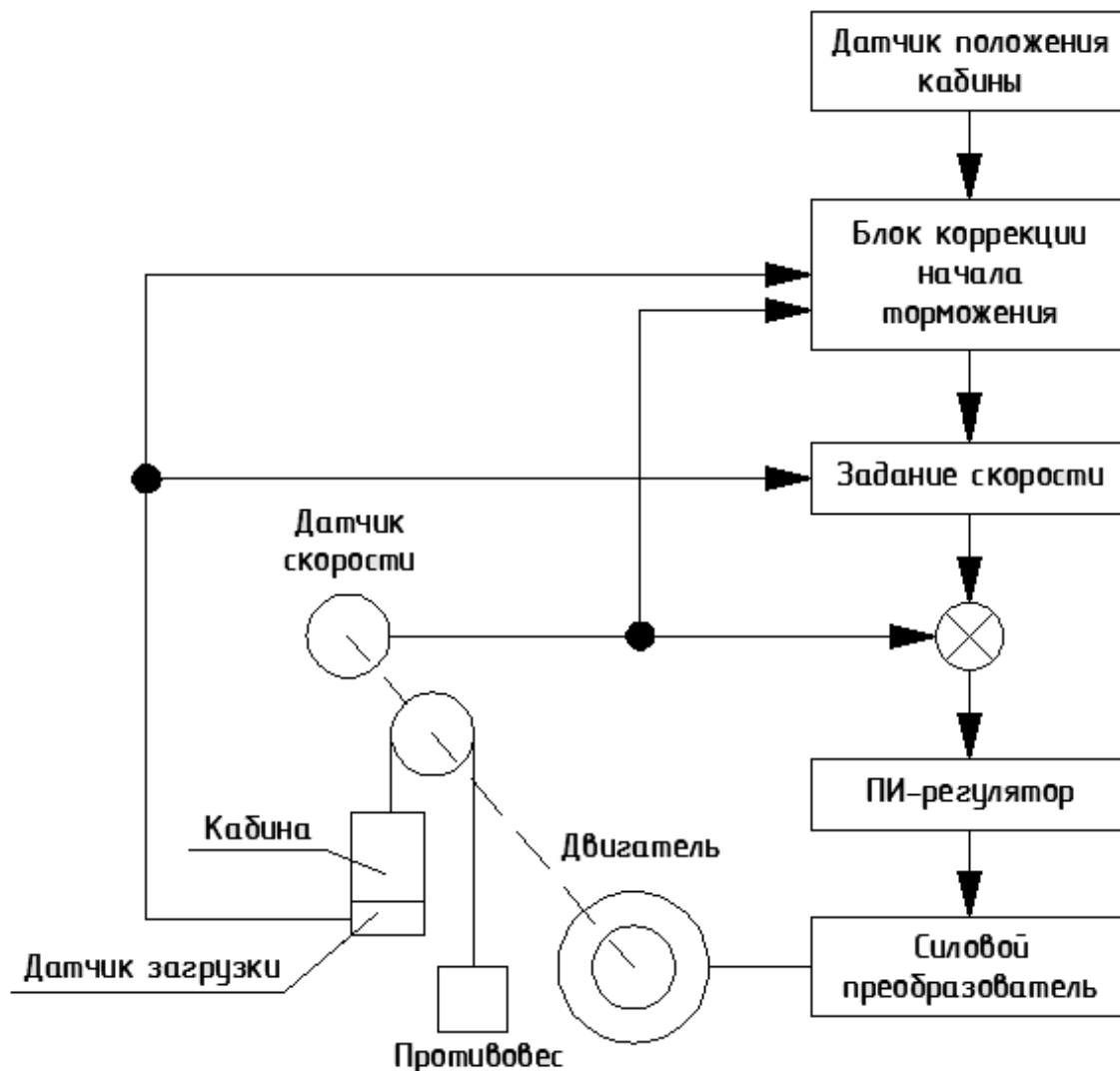


Рис. 3. Схема электропривода лифта с регулируемой скоростью движения кабины

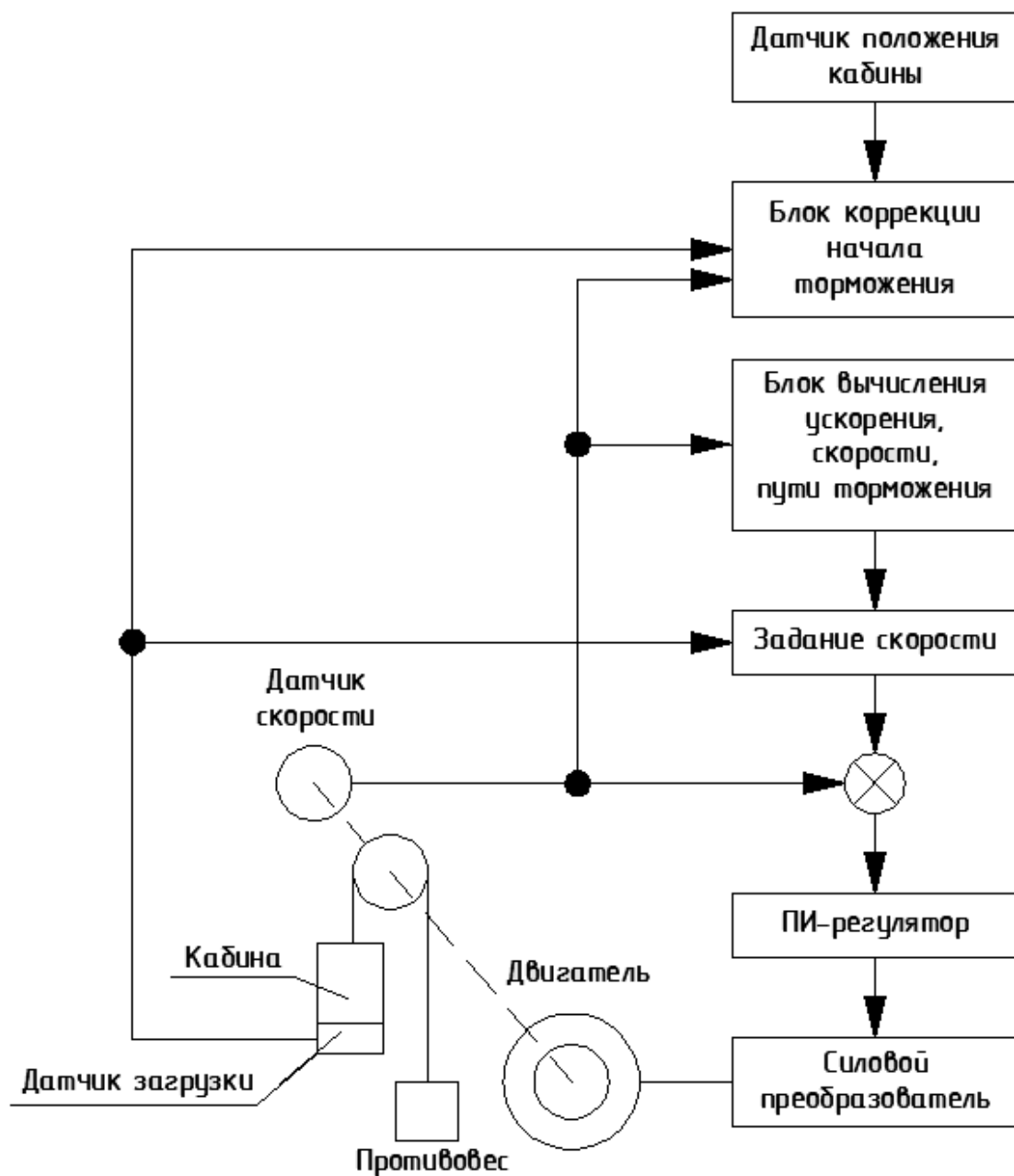


Рис. 4. Схема частотно-регулируемого электропривода лифта с вычислением сигнала задания скорости при торможении и с регулируемой скоростью движения кабины

Установившаяся скорость движения кабины лифта зависит от загрузки кабины (датчик загрузки) и формируется блоком движения скорости.

Вычисление скорости лифта в процессе торможения происходит следующим образом. Исходя из оставшегося до места останова расстояния (определяется на основе интегрирования сиг-

нала датчика скорости двигателя главного привода) находят необходимое ускорение, с которым возможно торможение на оставшемся тормозном пути. Если это ускорение превышает допустимое по условиям работы лифта, то торможение идет с допустимым ускорением. Когда оставшийся тормозной путь позволяет тормозиться с ускорением

меньше допустимого, то начинается коррекция задания скорости торможения, пока не будет определен окончательный участок, на котором при рассчитанном постоянном ускорении торможения скорость кабины лифта не станет равной 0 в точке останова.

Выводы

1. С учетом случайного характера пассажиропотока в пассажирских и административных лифтах предложено ре-

гулирование рабочей скорости лифта выше номинальной при неполной загрузке кабины с целью повышения производительности лифта и улучшения энергетических характеристик его привода.

2. Показана возможность реализации режима работы привода лифта с рабочей скоростью больше номинальной в безредукторных приводах лифтов на базе СДПМ и тихоходных АД.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Гайдукевич, В. И.** Случайные нагрузки силовых электроприводов / В. И. Гайдукевич, В. С. Титов. – М. : Энергоатомиздат, 1983. – 159 с.
2. Лифты : учебник для вузов / Г. Г. Архангельский [и др.] ; под общ. ред. Д. П. Волкова. – М. : АСВ, 1999. – 479 с.
3. **Фираго, Б. И.** Теория электропривода / Б. И. Фираго, Л. Б. Павлячик. – Минск : Техноперспектива, 2007. – 585 с.
4. К вопросу совершенствования электропривода массовых лифтов / А. С. Коваль [и др.] // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2011. – № 3. – С 145–150.
5. **Фираго, Б. И.** Работа трёхфазных вентильных двигателей переменного тока при скорости выше основной / Б. И. Фираго // Вісн. Кременчуцького державного ун-ту ім. М. Осроградського. – 2011. – Вип. 4. – С. 12–16.
6. О реализации управляемого в функции тормозного пути торможения в массовых лифтах / А. С. Коваль [и др.] // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2013. – № 3. – С. 145–150.

Статья сдана в редакцию 25 сентября 2014 года

Александр Сергеевич Коваль, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет. E-mail: etf@bru.by.

Евгений Викторович Ефименко, аспирант, Белорусско-Российский университет. E-mail: captain_puls@mail.ru.

Aleksandr Sergeyevich Koval, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University. E-mail: etf@bru.by.

Yevgeny Viktorovich Yefimenka, PhD student, Belarusian-Russian University. E-mail: captain_puls@mail.ru.

СТРОИТЕЛЬСТВО. АРХИТЕКТУРА

УДК 624.012.25

Е. М. Бабич, И. В. Гайчук

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ РЕГУЛИРОВАНИЯ УСИЛИЙ В ЖЕЛЕЗОБЕТОННЫХ РАМАХ НА ДЕФОРМАЦИИ РИГЕЛЯ

UDC 624.012.25

E. M. Babich, I. V. Haychuk

STUDY OF THE IMPACT OF REGULATION OF FORCES IN REINFORCED CONCRETE FRAMES ON THE CROSSBAR DEFORMATION

Аннотация

Приведены результаты экспериментальных исследований прогиба ригеля железобетонной рамы с искусственным регулированием усилий при однократной монотонной загрузке ее ригеля.

Ключевые слова:

железобетонная рама, искусственное регулирование усилий, прогиб, ригель.

Abstract

The paper presents the results of the experimental study of deflection of a crossbar of a reinforced concrete frame with artificial regulation of forces during single monotonic loading of the frame crossbar.

Key words:

reinforced concrete frame, artificial regulation of forces, deflection, crossbar.

Введение

Железобетонные конструкции являются одними из самых распространенных конструкций во всех отраслях строительства. Их применяют в промышленной, гражданской, сельскохозяйственной, транспортной и других областях строительства. Из железобетонных конструкций возводят заводы и жилые дома, больницы и школы, мосты и туннели, гидроэлектростанции и атомные реакторы, ирригационные системы и плотины, стадионы и манежи, надшахтные сооружения и крепления подземных выработок, метрополитены, стартовые площадки для запуска кос-

мических ракет и аэродромные покрытия [1–4].

Одним из основных несущих элементов зданий и сооружений являются рамные конструкции. Железобетонные рамы используются не только в одноэтажных и многоэтажных промышленных зданиях, но и в многоэтажных жилых и общественных зданиях. Они воспринимают большую часть нагрузок в инженерных сооружениях. Например, в гидротехнических сооружениях рамы встречаются в конструкциях подводной части строения электростанций. Типичными рамными конструкциями являются стенки камер шлюзов, а также разнообразные причальные сооружения пор-

тов, элементы железобетонных плавучих доков. В инженерных сооружениях промышленных предприятий рамы используют при возведении эстакад, подсиловых галерей, резервуаров и т. п.

В настоящее время наблюдается тенденция к расширению строительства зданий и сооружений по индивидуальным проектам, в которых предполагается использование монолитных железобетонных рамных каркасов. При этом применяются различные монолитные железобетонные рамы, не исключение и двухшарнирные рамы с затяжкой. Такие рамы также используются при строительстве спортивных комплексов, выставочных павильонов и залов, подземных переходов. Широко применяются в сельскохозяйственном строительстве сборные Г-образные железобетонные полрамы.

Несмотря на то, что железобетонные рамы имеют широкое применение в практике современного строительства, экспериментальных исследований работы рам выполнено недостаточно, а осо-

бенно рам с искусственным регулированием усилий.

Конструкция исследовательских рам и методика их испытаний

Для исследования П-образных железобетонных рам с искусственным регулированием усилий были изготовлены железобетонные образцы, которые имели размеры в осях: пролет $l = 2000$ мм, высота $h = 1100$ мм, поперечное сечение ригеля рамы 160×100 мм, поперечное сечение стойки рамы 180×100 мм. Армирование рам показано на рис. 1. На торцах стоек устроены закладные детали из пластин $t = 5$ мм. Затяжка рамы выполнена из стержневой арматуры $\varnothing 18$ А-П, на одном из концов затяжки была устроена резьба $\varnothing 18$. Предварительное напряжение в затяжке создавалось с помощью динамометрического ключа. По теоретическим расчетам перед загрузкой рамы в затяжке создавалось предварительное усилие, равное 2 кН.

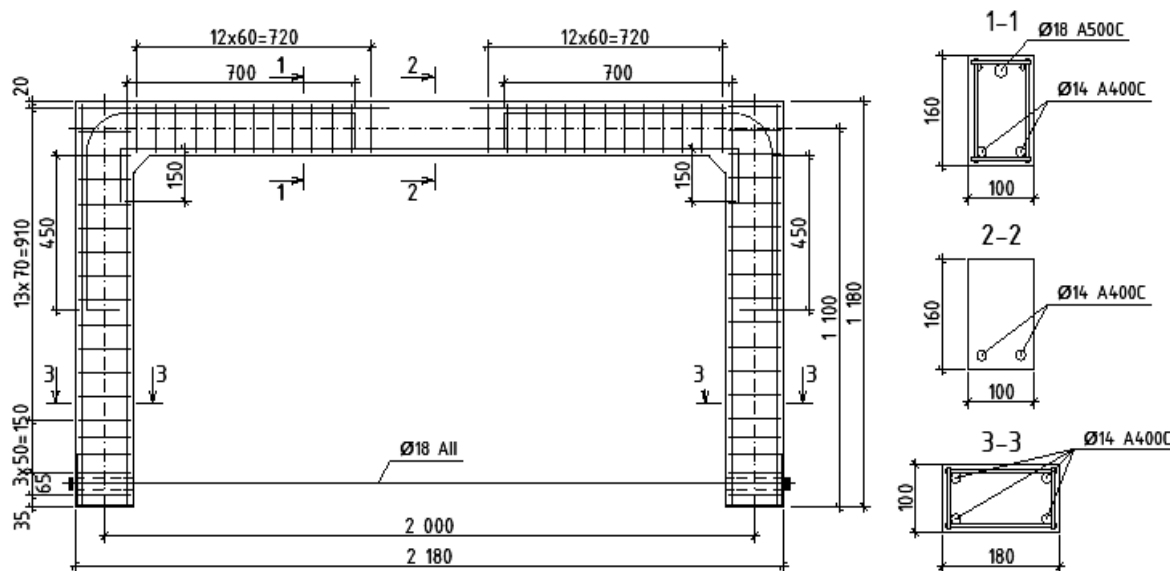


Рис. 1. Конструктивная схема исследовательских рам

Испытания рам выполняли по схеме двухшарнирной системы в специаль-

ной установке, загружая ригель двумя сосредоточенными силами ($P / 2 = F$) на

расстоянии 75 см от оси стоек. Усилия создавали гидравлическим домкратом, а силу измеряли тарированным кольцевым динамометром (рис. 2 и 3).

В ходе исследований были испытаны три серии железобетонных рам по четыре рамы в каждой серии (табл. 1).

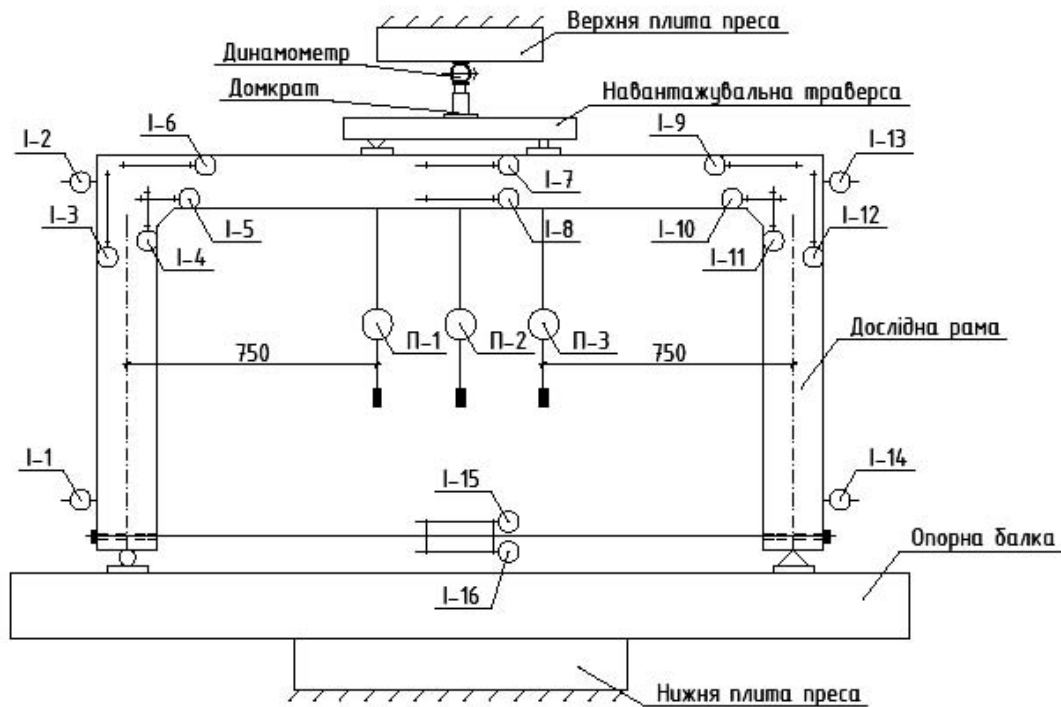


Рис. 2. Схема испытания рам и расположение приборов: I – индикаторы; П – прогибомеры

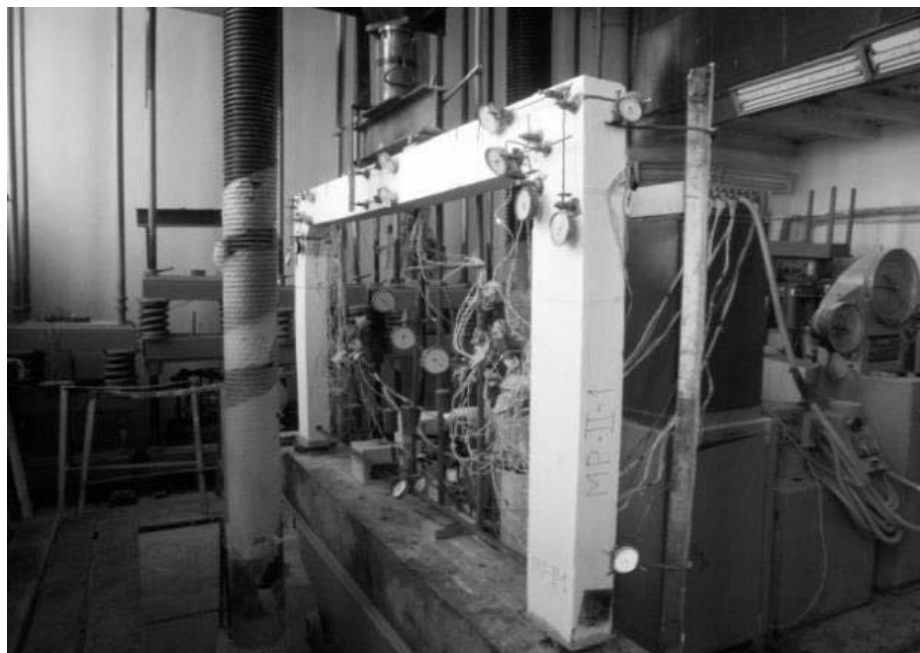


Рис. 3. Общий вид испытания исследовательских рам

Табл. 1. Характер нагрузки железобетонных рам с искусственным регулированием усилий

Марки рам	Вид нагрузки рам в сериях		
	I	II	III
РК-1 РК-2 РК-3	Рама без искусственного регулирования усилий, нагружалась однократно до разрушения	Рама без искусственного регулирования усилий, нагружалась однократно до разрушения	Рама без искусственного регулирования усилий, нагружалась однократно до разрушения
РП-1 РКР-2 РКР-3	Рама без искусственного регулирования усилий, подвергалась повторным нагрузкам (десять циклов) и нагружалась до разрушения	Рама с искусственным регулированием усилий, нагружалась однократно до разрушения	Рама с искусственным регулированием усилий, нагружалась однократно до разрушения
РКР-1 РПР-2/1 РПР-3/1	Рама с искусственным регулированием усилий, нагружалась однократно до разрушения	Рама с искусственным регулированием усилий, подвергалась повторным нагрузкам (десять циклов) и нагружалась до разрушения	Рама с искусственным регулированием усилий, подвергалась повторным нагрузкам (переменного уровня) и нагружалась до разрушения
РПР-1 РПР-2/2 РПР-3/2	Рама с искусственным регулированием усилий, подвергалась повторным нагрузкам (десять циклов) и нагружалась до разрушения	Рама с искусственным регулированием усилий, подвергалась повторным нагрузкам (десять циклов) и нагружалась до разрушения	Рама с искусственным регулированием усилий, подвергалась повторным нагрузкам (переменного уровня) и нагружалась до разрушения

**Работа двухшарнирных
железобетонных рам
с искусственным регулированием
усилий**

При загрузке железобетонной рамы без искусственного регулирования усилий изгибающий момент в узле рамы меньше изгибающего момента в пролете ригеля: $M_{sp} > M_{sup}$. [5]. При такой нагрузке разрушение рамы происходит при образовании трех пластических шарниров: сначала пластический шарнир образуется в ригеле рамы, а с увеличением нагрузки пластические шарниры образуются в ее узлах [6].

Для экономного армирования рам целесообразно, чтобы момент в узле M_{sup} был близок по абсолютной величине к пролетному M_{sp} . По теоретическим расчетам такое состояние в железобетонной раме достигается посредством искусственного регулирования усилий, т. е. созданием предварительного напряжения N в затяжке рамы. При предварительном напряжении рамы в проле-

те и узле возникает изгибающий момент M_{reg} . При загрузке данной железобетонной рамы изгибающий момент в ее узле равен изгибающему моменту в пролете ригеля ($M_{sp,reg} = M_{sup,reg}$) и разрушение происходит при почти одновременном образовании пластических шарниров в узле и ригеле рамы [7, 8].

**Влияние предварительного
напряжения железобетонной рамы
на прогиб ее ригеля**

В каждой серии испытаний первая рама испытывалась на однократные нагрузки, без предварительного натяжения затяжки, до разрушения, для определения разрушающей нагрузки и установления усилия предварительного натяжения. Также для изучения влияния предварительного напряжения железобетонной рамы на прогиб ригеля учитывались загрузки рам на первом цикле (до определенного уровня загрузки), которые в дальнейшем испытывались на малоцикловые нагрузки.

Рассмотрим рамы первой серии испытаний. Разрушающая нагрузка для рамы РК-1 составляла $F = 59,8$ кН, а для рамы РКР-1 $F = 62,1$ кН. Незначительная разница (3,7 %) между несущими способностями рам в некоторой степени подтверждает теорию, что предварительное напряжение конструкции не влияет на ее несущую способность.

Исследовав изменение прогиба ригеля рамы при однократном монотонном нагружении, отметим характерные уровни, на которых сравниваются значения прогиба. Данные уровни составляют $0,3F_u$ и $0,7F_u$.

Для рамы РК-1 при нагрузке $F = 20$ кН ($0,32F_u$) прогиб ригеля составил $f = 3,2$ мм, при $F = 40$ кН ($0,66F_u$) $f = 8,5$ мм. Прогиб ригеля рамы РК-1 перед разрушением составил $f = 11,7$ мм (табл. 2). После испытания рамы РК-1 были определены усилия, которые необходимо создать в затяжке для испытания следующих рам.

Рассматривая прогибы ригеля рамы РКР-1 на соответствующих уровнях загрузки, значения прогиба составляли: при $F = 20$ кН ($0,32F_u$) $f = 2,0$ мм, что на 36,2 % меньше рамы РК-1; при $F = 40$ кН ($0,66F_u$) $f = 6,7$ мм, что на 21,5 % меньше; при $F_u = 62,1$ кН $f = 10,6$ мм, что на 9,2 % меньше (рис. 4).

Рама РПП-1 исследовалась на малоцикловые нагрузки, но, как упоминалось выше, в сравнение принимался первый цикл загрузки. Соответственно, при загрузке $F = 20$ кН и $F = 40$ кН прогиб ригеля составил $f = 1,7$ мм (разница с рамой РК-1 – 46,8 %) и $f = 6,3$ мм (разница с рамой РК-1 – 25,9 %).

Итак, рассматривая экспериментальные исследования прогиба ригеля рам первой серии, можно сделать вывод, что при создании предварительного натяжения затяжки прогиб ригеля уменьшается, особенно это заметно при уровне загрузки $0,3 \dots 0,7F_u$.

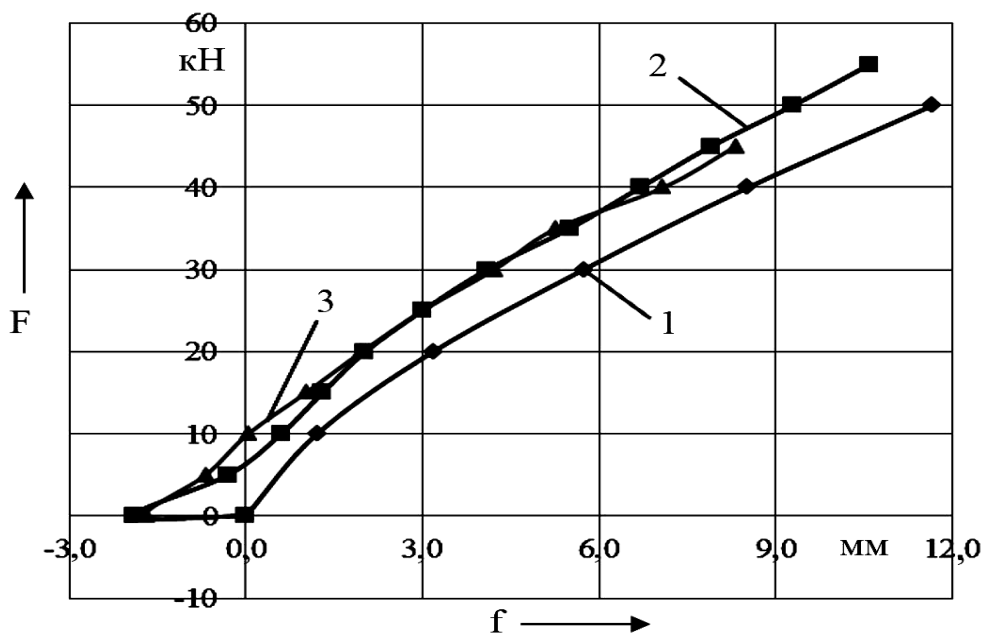


Рис. 4. Изменение прогиба ригеля рам первой серии испытаний: 1 – рама РК-1; 2 – рама РКР-1; 3 – рама РПП-1

Табл. 2. Изменение прогиба ригеля рам

F, кН	Прогиб ригеля рамы, мм															
	Первая серия				Вторая серия						Третья серия					
	РК-1	РКР-1	РПР-1	%*	РК-2	РКР-2	F, кН	РПР-2/1	РПР-2/2	%*	РК-3	РКР-3	F, кН	РПР-3/1	РПР-3/2	%*
0	—	0	0		0	0,0	0	0,0	0,0		—	0	0	0	0	
0	0	−1,9	−1,6		0,0	−2,6	0	−2,3	−2,2		0	−1,4	0	−1,4	−1,3	
5,0	—	−0,3	−0,7		0,8	−0,9	—	—	—		0,8	−0,2	8,0	0,3	0,2	
10,0	1,2	0,6	−0,1		1,4	−0,2	8,5	−0,4	−0,6		1,6	0,8	16,0	1,2	1,8	
15,0	—	1,3	0,8		2,1	0,6	17,0	1,1	1,1	37,5	2,4	1,5	24,0	2,3	3,1	27,1
20,0	3,2	2,0	1,7	36,2	2,8	1,3	—	—	—		3,2	2,3	26,0	2,7	4,3	
25,0	—	3,0	2,6		3,5	1,9	25,5	2,2	2,3		4,0	3,0	28,0	2,9	—	
30,0	5,7	4,1	3,7		4,2	2,6	—	—	—	17,1	4,9	3,6	30,0	3,2	—	17,9
35,0	—	5,5	4,7		4,9	3,2	34,0	3,1	3,6		5,6	4,2	32,0	3,4	4,3	
40,0	8,5	6,7	6,3	21,5	5,8	4,0	42,5	4,2	4,8		6,6	5,1	34,0	3,8	—	
45,0	—	7,9	7,4		6,5	4,9	—	—	—		7,4	5,9	36,0	4,1	—	
50,0	11,7	9,3	—		7,4	5,6	51,0	5,6	6,2		8,2	6,6	40,0	—	5,6	
55,0	—	10,6	—		8,2	6,4	—	—	—		9,2	7,5	48,0	—	6,9	
60,0					9,1	7,5	59,5	7,0	7,7		10,3	8,5	56,0	—	8,4	
65,0					10,2	8,5					11,4	9,5				
70,0					11,2	9,7					12,5	10,5				
75,0					12,5	11,3					13,7	11,9				13,1
80,0					14,1	12,9				8,8	—	—				
F _u	59,8	62,1	—		83,3	85,8					81,6	84,3				
Примечание — * — соотношение учитывалось между рамами, которые испытывались на одноразовую нагрузку к разрушению																

При экспериментальных исследованиях рам второй и третьей серий наблюдалась аналогичная работа ригеля рам, как и в первой серии (см. табл. 2). На начальных уровнях нагрузки разница между прогибами находилась в пределах 30...40 %, с увеличением нагрузки она уменьшалась, а при $F = 60$ кН составляла 17 %. Диаграммы изменения прогиба ригеля рам второй и третьей серий показаны на рис. 5 и 6 соответственно.

Следует отметить, что во всех рамах с искусственным регулированием усилий перед началом приложения к ним нагрузки в затяжке создавалось предварительное усилие. В результате этого возникал отрицательный прогиб ригеля (так называемый строительный подъем), что примерно составляло 16...20 % от значения прогиба перед разрушением рамы.

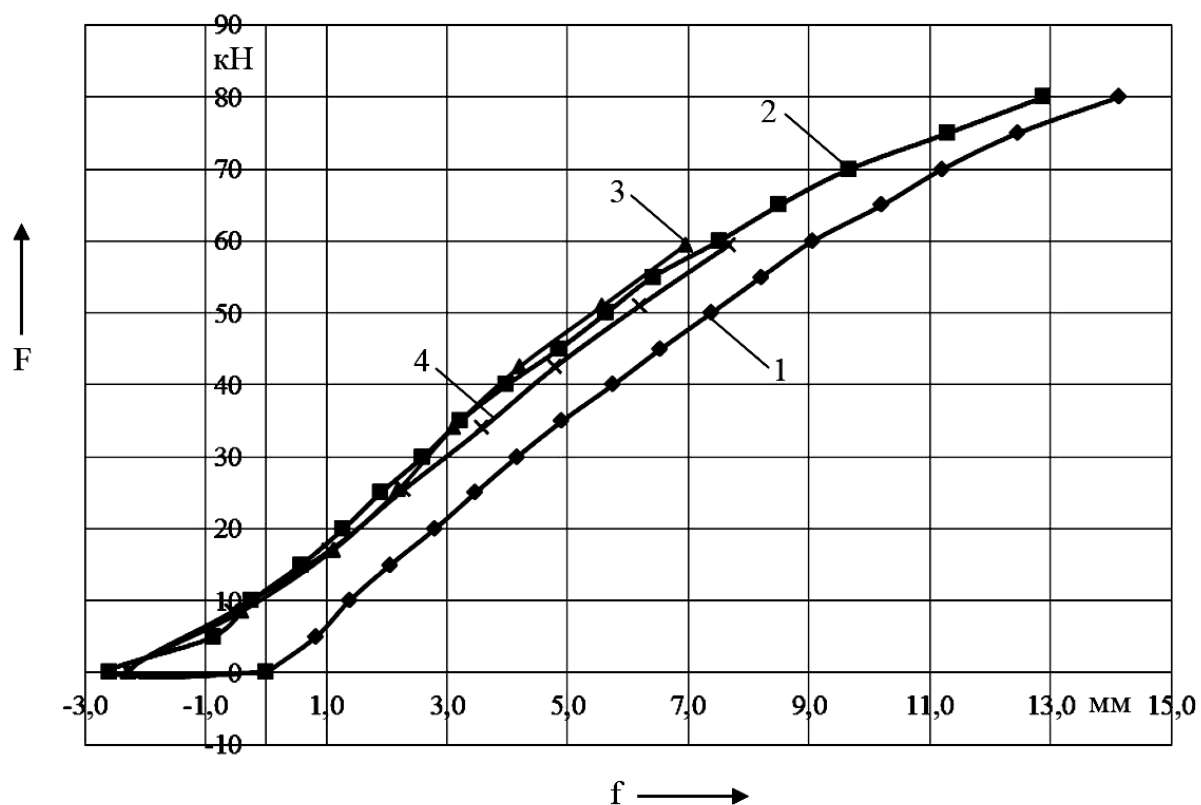


Рис. 5. Изменение прогиба ригеля рам второй серии испытаний: 1 – рама РК-2; 2 – рама РКР-2; 3 – рама РПР-2/1; 4 – рама РПР-2/2

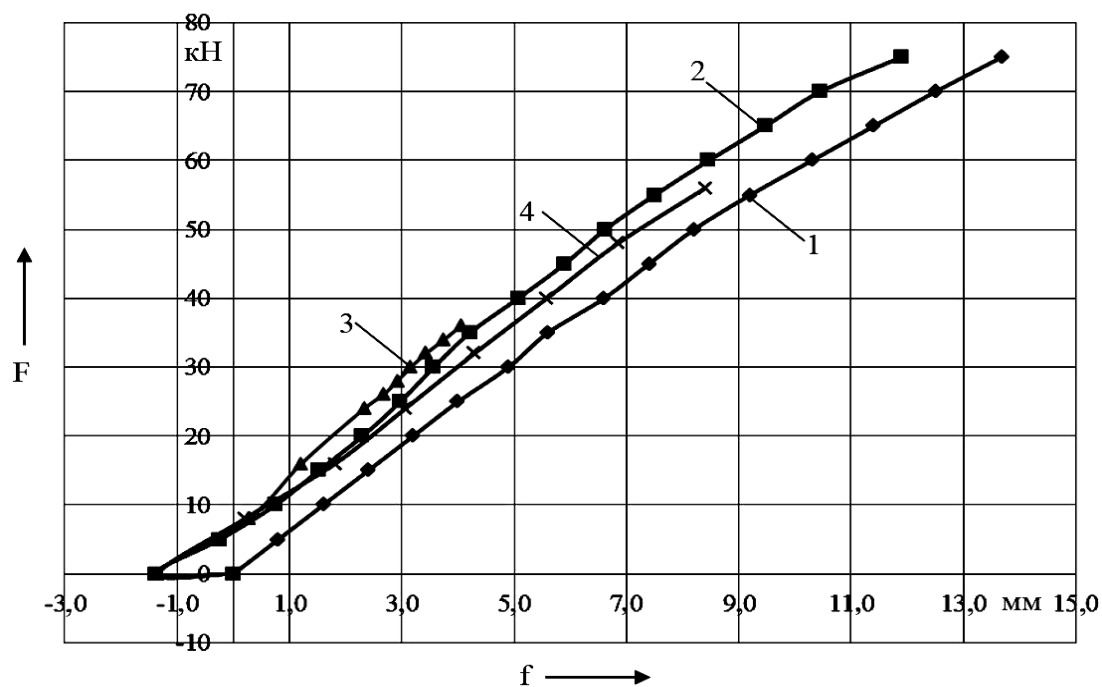


Рис. 6. Изменение прогиба ригеля рам третьей серии испытаний: 1 – рама РК-3; 2 – рама РКР-3; 3 – рама РПР-3/1; 4 – рама РПР-3/2

Выводы

Экспериментальные исследования железобетонных рам с искусственным регулированием усилий показали, что при предварительном натяжении затяжки изменяются изгибающие моменты в узлах и пролёте, а прогиб ригеля рамы

может уменьшаться до 40 %.

Уменьшение прогиба ригеля железобетонной рамы с помощью искусственного регулирования усилий в затяжке целесообразно использовать при проектировании большепролетных рамных конструкций.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Залізобетонні конструкції : підручник / А. Я. Барашиков [та ін.] ; під ред. А. Я. Барашикова. – Київ : Вища шк., 1995. – 591 с. : іл.
2. Залізобетонні конструкції : підручник / П. Ф. Вахненко [та ін.] ; під ред. П. Ф. Вахненка. – Київ : Вища шк., 1999. – 508 с. : іл.
3. Шулер, В. Конструкции высотных зданий : пер. с англ. / В. Шулер. – М. : Стройиздат, 1979. – 248 с. : ил.
4. Гусениця, А. П. Конструкції багатоповерхових каркасних будинків та їх розрахунки : навчальний посібник / А. П. Гусениця, П. П. Шандрук. – Київ : КНУБА, 2002. – 72 с.
5. Гайчук, І. В. Дослідження роботи двохшарнірних залізобетонних рам з штучним регулюванням зусиль / І. В. Гайчук // Ресурсоекономні конструкції, будівлі та споруди : зб. наук. пр. – Рівне : НУВГП, 2012. – Вип. 23 – С. 153–159.
6. Бабич, Є. М. Робота двохшарнірних залізобетонних рам з штучним регулюванням зусиль при повторних навантаженнях / Є. М. Бабич, І. В. Гайчук // Будівельні конструкції : Міжвідомчий наук.-техн. зб. наук. пр. – Київ : ДП НДІБК, 2011. – Вип. 74. – С.182–197.
7. Бабич, Є. М. Тріщиноутворення в двохшарнірних залізобетонних рамах з штучним регулюванням зусиль при повторних навантаженнях / Є. М. Бабич, І. В. Гайчук // Сталезалізобетонні конструкції : дослідження, проектування, будівництво, експлуатація : зб. наук. ст. – Кривий Ріг : КТУ, 2011. – Вип. 9. – С. 29–34.
8. Гайчук, І. В. Робота двохшарнірних залізобетонних рам з штучним регулюванням зусиль при змінному рівні повторних навантажень // Ресурсоекономні матеріали, конструкції, будівлі та споруди : зб. наук. пр. – Рівне : НУВГП, 2011. – Вип. 22. – С. 235–243.

Статья сдана в редакцию 29 августа 2014 года

Евгений Михайлович Бабич, д-р техн. наук, проф., Национальный университет водного хозяйства и природопользования. Тел.: +38-050-142-25-04.

Иван Васильевич Гайчук, ассистент, Национальный университет водного хозяйства и природопользования. E-mail: ivan.haychuk@gmail.com.

Evgeny Mikhailovich Babich, DSc (Engineering), Prof., National University of Water Management and Nature Resources Use. Phone: +38-050-142-25-04.

Ivan Vasilyevich Haychuk, assistant lecturer, National University of Water Management and Nature Resources Use. E-mail: ivan.haychuk@gmail.com.

УДК 693.8

В. В. Романюк, В. Б. Василенко

ДЕФОРМАТИВНОСТЬ КОНСТРУКЦИИ ПЕРФОРИРОВАННОГО ПРОГОНА Z-ОБРАЗНОГО ПРОФИЛЯ В УСЛОВИЯХ КОСОВОГО ИЗГИБА

UDC 693.8

V. V. Romanyuk, V. B. Vasylenko

DEFORMATION STATE OF PERFORATED Z-TYPE SUMMER UNDER SLANTING BEND CONDITIONS

Аннотация

Представлены основные положения расчета перфорированного Z-образного профиля по деформациям.

Ключевые слова:

деформативность, прогон, перфорация, изгиб, связь, нагрузка, прогиб.

Abstract

Main calculation conditions of deformations for a Z-type perforated element are presented.

Key words:

deformation state, summer, perforation, bend, joint, load, deflection.

Введение

Так как косой изгиб представляет собою сочетание двух прямых изгибов, то перемещения, вызванные им, могут быть определены теми же методами, что и для прямого изгиба. Для этого все нагрузки нужно разложить на составляющие, действующие в главных плоскостях yx и zx . Отдельно определяются перемещения в плоскости yx от составляющих, которые действуют в этой плоскости, и отдельно – в плоскости zx .

Общие положения расчета изгибаемых элементов при косом изгибе

Если при косом изгибе внешние силы, действующие на сечение, находятся в одной плоскости, то его ось деформирования (упругая линия) представляет собою плоскую кривую, нахо-

дящуюся вне плоскости действия силы. Это можно увидеть на примере перфорированного Z-образного прогона, к которому приложена внешняя нагрузка F (рис. 1).

Составляющие этой силы, действующей в плоскостях yx и zx ,
 $F_y = F \cos \alpha$ и $F_z = F \sin \alpha$. Перемещения δ_y и δ_z любой точки оси конструкции перфорированного прогона в направлении осей y и z , вызванные силами F_y и F_z ,

$$\begin{cases} \delta_y = (F_y / EJ_z) f(x); \\ \delta_z = (F_z / EJ_y) f(x), \end{cases} \quad (1)$$

где $f(x)$ – некая функция абсциссы x рассматриваемой точки.

После деформирования центр тяжести O любого поперечного сечения сместится на величину δ_y в направлении оси y и на величину δ_z в направлении оси z , т. е. он сместится в точку O' (см. рис. 1). Угол φ наклона прямой $O-O'$ к плоскости приложения внешней загрузки F можно определить из формулы

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \varphi &= \frac{\delta_z}{\delta_y} = \frac{(F_z/EJ_y) f(x)}{(F_y/EJ_z) f(x)} = \\ &= \frac{J_z F_z}{J_y F_y} = \frac{J_z F \sin \alpha}{J_y F \cos \alpha} = \frac{J_z}{J_y} \operatorname{tg} \alpha. \quad (2) \end{aligned}$$

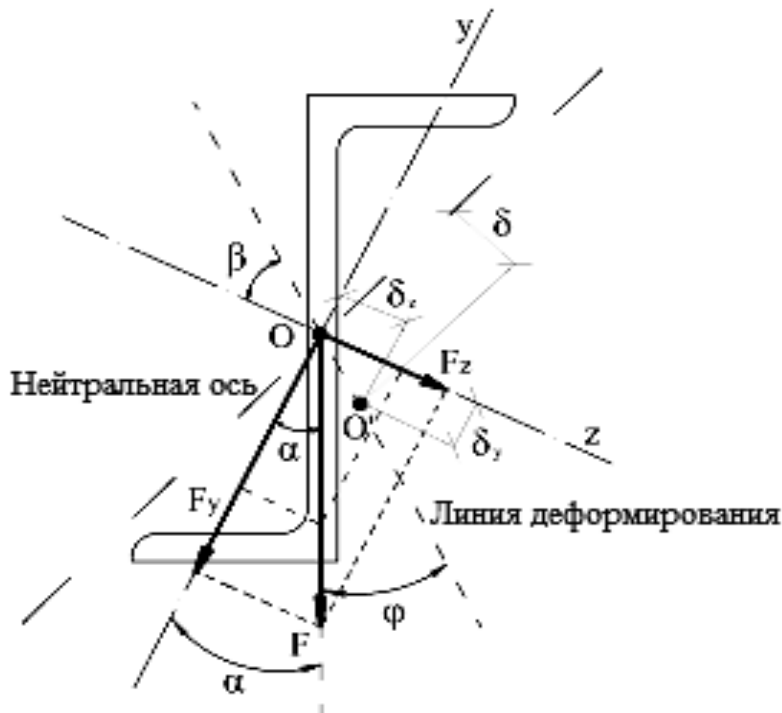


Рис. 1. Линия деформирования Z-образного профиля

Таким образом,

$$(J_z / J_y) \operatorname{tg} \alpha = \operatorname{tg} \varphi. \quad (3)$$

Тогда

$$\operatorname{tg} \varphi = \operatorname{tg} \beta \quad \text{и} \quad \varphi = \beta. \quad (4)$$

Это значит, что перемещение точек оси перфорированного Z-образного прогона происходит в плоскости, перпендикулярной к нейтральной линии и не совпадающей с плоскостью действия загрузки.

В случае косоугольного изгиба, когда внешние силы расположены в разных

плоскостях, направление полного прогиба в каждом из поперечных сечений перфорированного профиля не будет перпендикулярным к нейтральной линии.

Если перемещения δ_y и δ_z точки оси прогона в плоскостях yx и zx известны, то полное перемещение δ в этой точке, а также угол φ между направлением δ и осью y определяются по формулам

$$\delta = \sqrt{\delta_y^2 + \delta_z^2} \quad \text{или} \quad \operatorname{tg} \varphi = \left| \frac{\delta_z}{\delta_y} \right|. \quad (5)$$

Вследствие малой жесткости сечения в направлении силовой составляющей F_z прогоны необходимо раскреплять тяжами, уменьшающими расчетные пролеты конструкции в плоскости их уклона [2].

Потеря общей устойчивости прогонов характеризуется нарушением их плоской формы изгиба со смещением сечения конструкции в горизонтальном направлении с одновременным поворотом ее вертикальной оси (рис. 2, а, б).

Наличие горизонтальных связей устраняет возникновение таких видов перемещений и предотвращает появление крутящих деформаций, т. е. обеспечивает общую устойчивость конструкции. Стоит отметить, что конструкция, раскрепленная из своей плоскости, будет работать как при чистом изгибе, т. е. деформации вдоль поперечной оси инерции не возникают (рис. 2, в, г) [4].

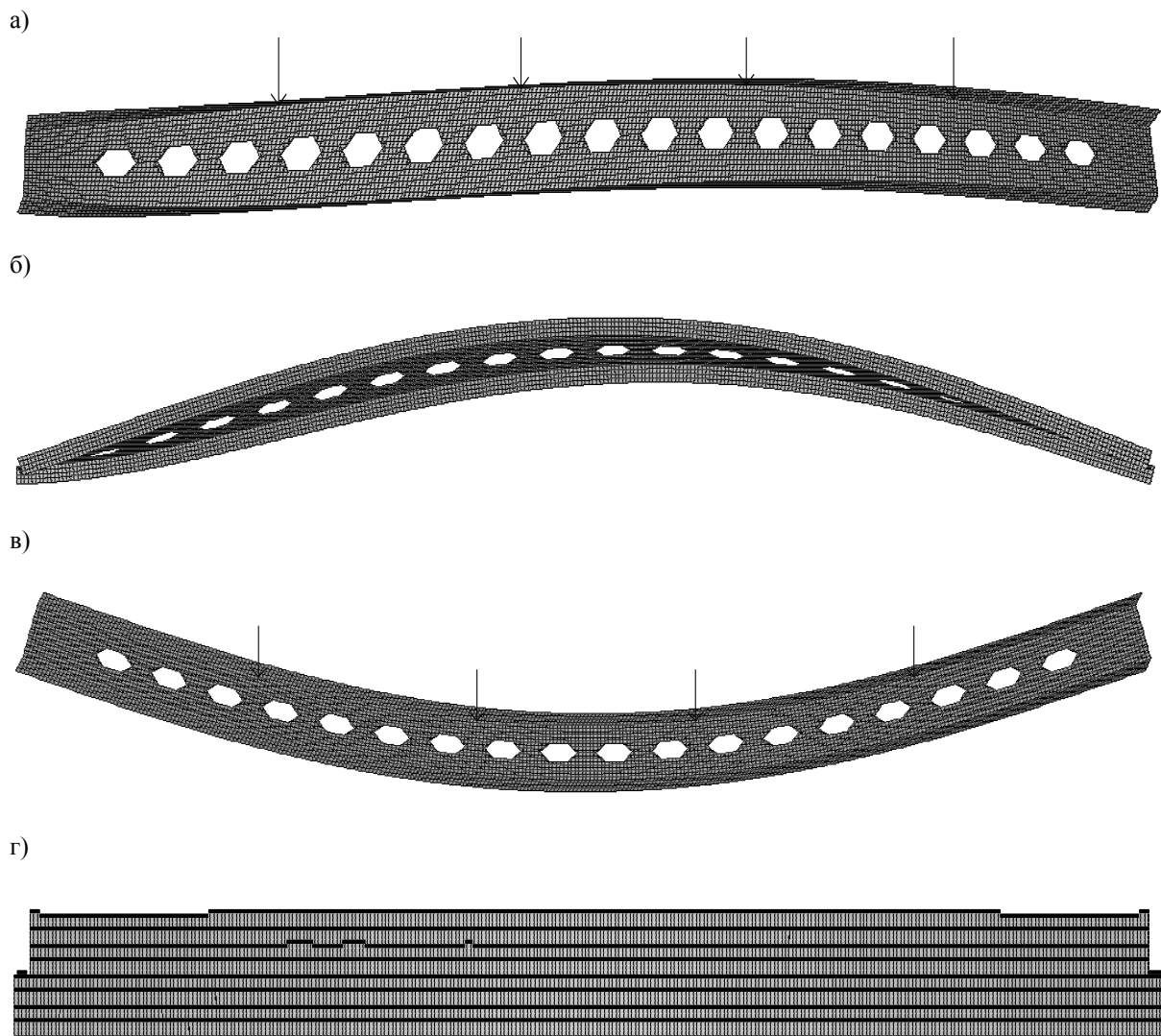


Рис. 2. Деформации перфорированного прогона: а, б – вид спереди и сверху без поперечного раскрепления; в, г – то же с шагом поперечных связей 1,2 м

Нормами проектирования [1] регламентировано, что общая устойчивость

балок, материал которых работает в области упругих деформаций, всегда

обеспечена и не требует проверки, если сжатый пояс раскреплен от горизонтальных перемещений в отдельных точках. При этом отношение расчетной длины пояса l_{ef} к его ширине b_f не превышает значений, полученных по формуле

$$\frac{l_{ef}}{b_f} = \left[0,35 + 0,0032 \frac{b_f}{t_f} + \left(0,76 - 0,02 \frac{b_f}{t_f} \right) \frac{b_f}{h_0} \right] \sqrt{\frac{E}{R_y}}, \quad (6)$$

где b_f – ширина сжатого пояса; t_f – толщина сжатого пояса; h_0 – расстояние между осями поясных листов.

Из формулы (6) можно определить максимально допустимое расстояние между точками закрепления поперечных связей, которое для перфорированного Z-образного прогона, изготовленного из прокатного швеллера 22У/ДСТУ 3436-96, составляет $l_{ef} = 1,3$ м. В расчетах это расстояние

было принято равным 1,2 м, что в большинстве случаев соответствует ширине листа профнастила, который крепится к верхнему поясу перфорированного прогона только по краям (рис. 3...6).

Для исследования деформированного состояния конструкции перфорированного прогона Z-образного профиля при разных шагах крепления поперечных связей в ПК «Лира» были выполнены расчеты [3] и проведено сравнение величин нормальных напряжений в характерных сечениях перфорированного элемента (рис. 7), результаты которых были сведены в табл. 1. Напряжения определялись на трех участках:

- 1) участок с максимальной поперечной силой и малым изгибающим моментом;
- 2) участок со средними значениями поперечных усилий и изгибающих моментов;
- 3) участок с максимальным изгибающим моментом и отсутствующей поперечной силой.

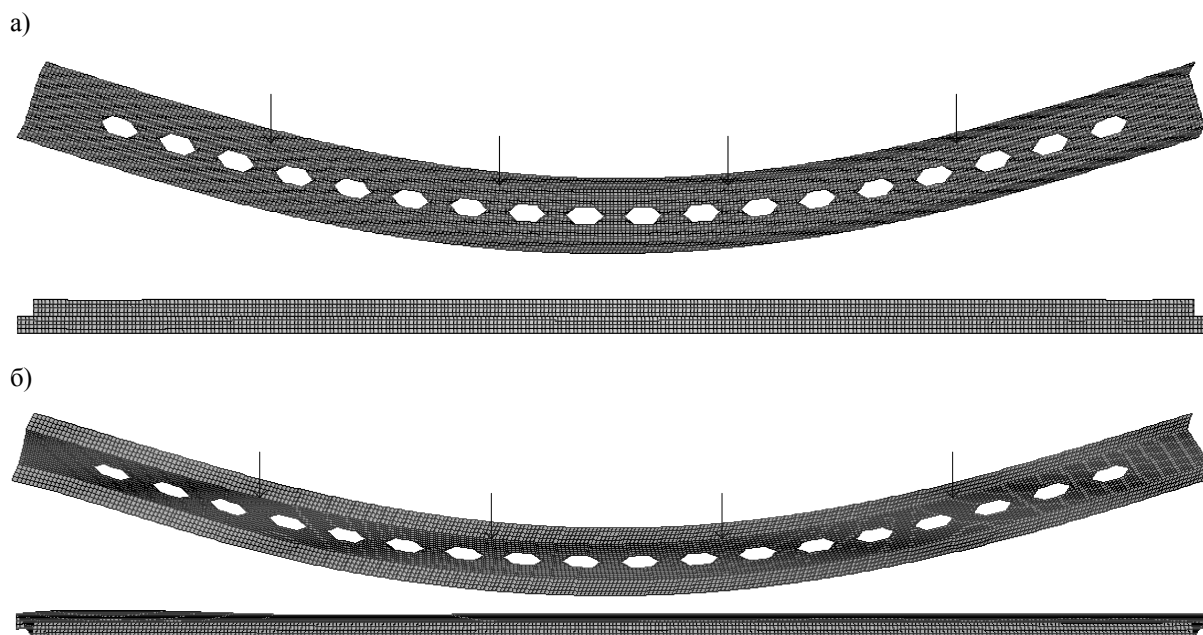


Рис. 3. Схема деформирования перфорированного прогона из плоскости конструкции, если шаг крепления связей составляет 0,6 м: а – угол наклона 0°; б – угол наклона 20°

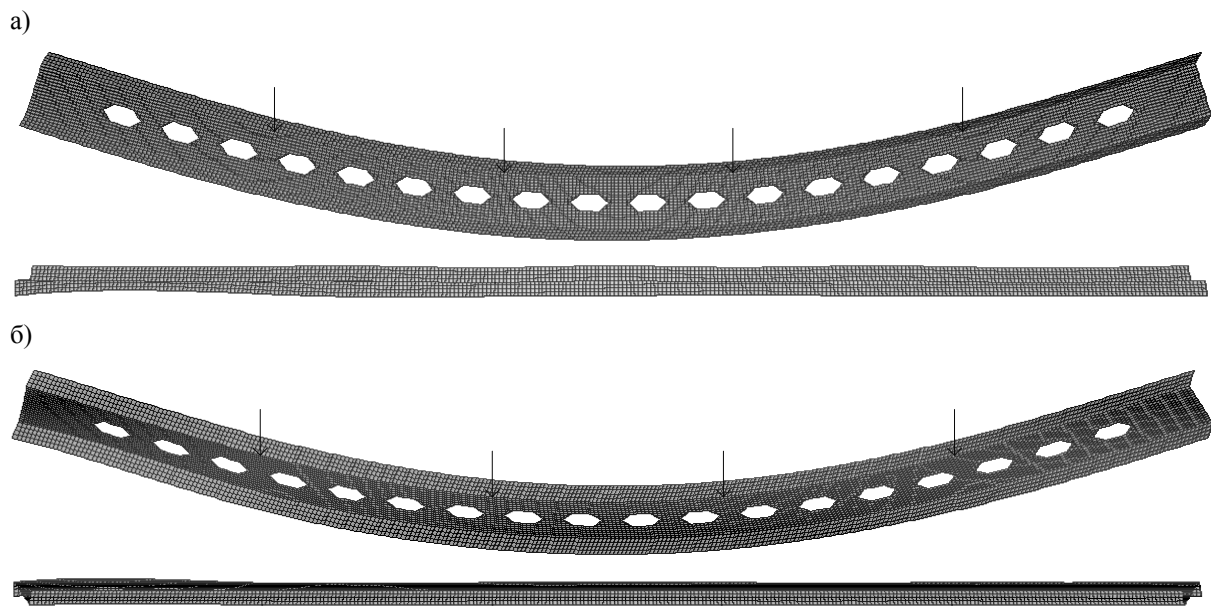


Рис. 4. Схема деформирования перфорированного прогона из плоскости конструкции, если шаг крепления связей составляет 1,2 м: а – угол наклона 0° ; б – угол наклона 20°

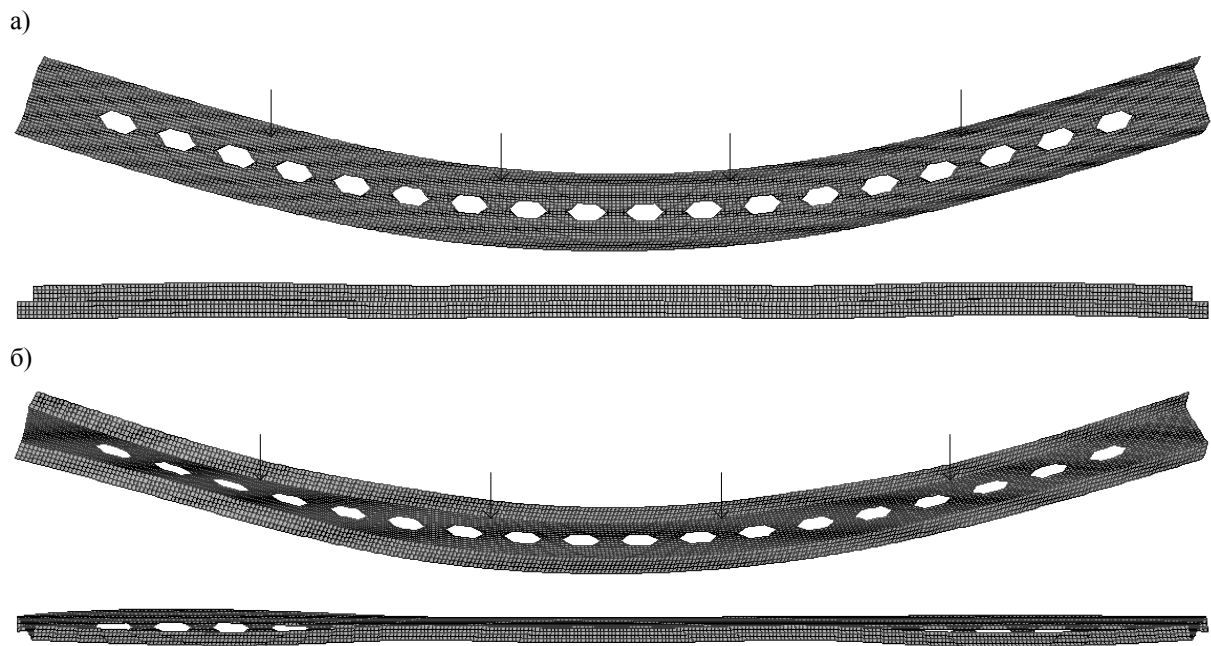


Рис. 5. Схема деформирования перфорированного прогона из плоскости конструкции, если шаг крепления связей составляет 2,0 м: а – угол наклона 0° ; б – угол наклона 20°

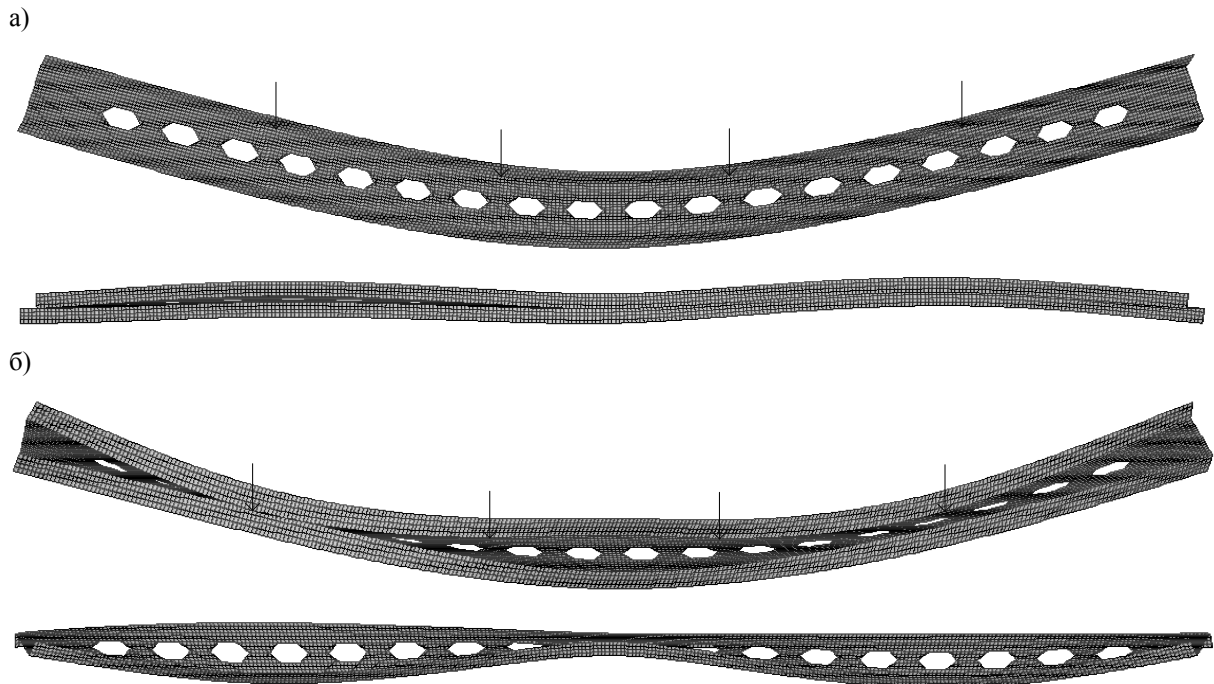


Рис. 6. Схема деформирования перфорированного прогона из плоскости конструкции, если шаг крепления связей составляет 3,0 м: а – угол наклона 0° ; б – угол наклона 20°

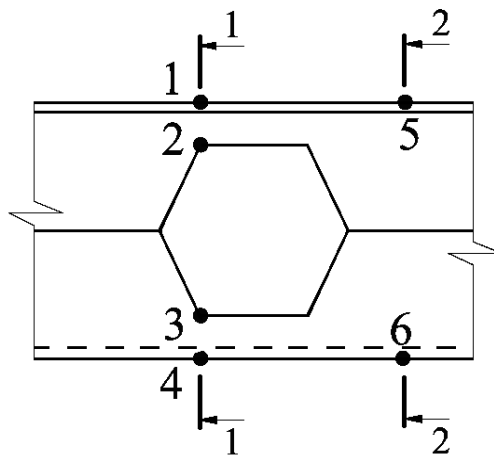


Рис. 7. Характерные точки для определения нормальных напряжений в сечении

Проанализировав данные табл. 1 и рис. 3...6, можно сделать вывод, что значения нормальных напряжений в характерных сечениях перфорированного прогона при шаге крепления поперечных связей 0,6...1,2 м являются одинаковыми, что свидетельствует об отсутствии поперечных перемещений и крутящих моментов в поясах конструкции (см. рис. 3 и 4). При шаге крепления

связей 1,5 м имеет место небольшое увеличение нормальных напряжений в сечении прогона и начинают возникать поперечные деформации конструкции. Если увеличить шаг закрепления до 2...3 м, то в верхнем поясе поперечного сечения перфорированного прогона возникнут значительные крутящие моменты, приводящие к потере общей устойчивости конструкции (см. рис. 5 и 6).

Для определения теоретических прогибов, возникающих в перфорированном Z-образном прогоне от действия внешних нагрузок, использовалась формула метода начальных параметров, являющегося универсальным и наиболее распространенным методом для определения прогибов и деформаций строительных конструкций,

$$\left\{ \begin{aligned} EJ\theta_{xi} &= EJ\theta_0 + \sum M_{xi}(x_i - a) + \\ &+ \sum F_{xi} \frac{(x_i - b)^2}{2} + \sum q_{xi} \frac{(x_i - c)^3}{6}; \\ EJ\nu_{xi} &= EJ\nu_0 + EJ\theta_0 x_i + \\ &+ \sum M_{xi} \frac{(x_i - a)^2}{2} + \sum F_{xi} \frac{(x_i - b)^3}{6} + \\ &+ \sum q_{xi} \frac{(x_i - c)^4}{24}, \end{aligned} \right. \quad (7)$$

где θ_{xi} ; ν_{xi} – угол поворота и прогиб в рассматриваемом сечении; θ_0 ; ν_0 –

угол поворота и прогиб элемента в начале системы (начальные параметры); M_{xi} ; F_{xi} ; q_{xi} – сосредоточенные моменты, сосредоточенные силы и величина равномерно распределенной нагрузки, действующие на конструкцию соответственно; x_i – расстояние от начала системы до сечения, в котором определяется деформация; a ; b ; c – расстояния от начала системы до точек приложения соответственно сосредоточенных моментов, сосредоточенных сил и до начала участков приложения распределенной нагрузки; J – момент инерции сечения (для перфорированных элементов это момент инерции в ослабленном отверстии сечения, умноженный на коэффициент 0,95, учитывающий некоторое увеличение прогиба за счет податливости перемычек); E – модуль упругости стали.

Табл. 1. Величины нормальных напряжений в сечении перфорированного Z-образного профиля

Угол наклона	Нагрузка, кН	Точка сечения	Шаг крепления связей, м														
			0,6			1,2			1,5			2,0			3,0		
			Участок			Участок			Участок			Участок			Участок		
			1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3
0	8,5	1,4	54	100	110	54	100	110	56	103	105	61	96	112	67	102	84
		2,3	62	61	43	63	60	45	64	62	42	66	60	46	72	61	35
		5,6	56	101	111	55	101	111	57	103	103	61	93	113	67	105	79
5	6,1	1,4	37	69	76	37	69	76	38	70	74	40	68	77	41	70	68
		2,3	44	42	30	44	42	27	44	42	31	44	44	31	45	42	32
		5,6	38	70	77	39	70	77	39	71	75	40	68	77	42	71	67
10	3,8	1,4	22	42	46	23	42	46	23	42	47	23	42	46	22	42	48
		2,3	27	26	18	26	26	18	26	25	20	25	27	17	24	25	25
		5,6	23	43	47	23	43	47	23	42	48	23	43	46	22	42	50
15	2,7	1,4	15	29	32	16	29	32	15	28	33	15	30	32	13	29	38
		2,3	20	18	13	18	18	13	18	17	20	16	20	12	14	17	21
		5,6	16	30	33	16	30	33	16	29	35	16	32	32	13	29	41
20	2,1	1,4	12	22	25	12	22	25	11	21	26	10	24	24	8	22	33
		2,3	14	14	10	14	14	10	13	13	11	11	16	9	9	13	18
		5,6	12	23	25	12	23	25	12	22	28	11	25	24	8	22	37
25	1,7	1,4	9	18	20	9	18	20	9	17	22	7	19	19	5	17	30
		2,3	12	11	8	11	11	8	11	10	9	8	13	7	6	10	17
		5,6	9	18	20	10	18	20	9	18	24	8	21	19	5	17	34

Суть метода заключается в определении прогибов в любом сечении конструкции последовательно, учитывая все силовые факторы, влияющие на данное сечение и параметры его жесткости, установив при этом некоторые начальные общеизвестные предпосылки (например, что опорные узлы могут поворачиваться, но не могут перемещаться в вертикальной и горизонтальной плоскостях, и т. д.). Кроме приведенных выше предпосылок, также учитываются упругая работа материала и реальные условия проектирования согласно нормам и государственным стандартам, которые достигаются путем использования сортаментов и соответствующих формул.

Данные теоретических расчетов сравнивались с данными, полученными в ПК «Лира», а также во время проведе-

ния натурного экспериментального исследования (табл. 2 и рис. 8).

Так как главные оси инерции Z-образного профиля повернуты на некий угол относительно вертикали, то такой профиль рационально использовать в покрытиях со значительным уклоном. Например, для перфорированного прогона, изготовленного из прокатного швеллера 22У/ДСТУ 3436-96, к которому приложена внешняя нагрузка, одинаковая для углов наклона от 0 до 25°, наименьший прогиб конструкции наблюдается при угле наклона в 15°, поскольку силовая плоскость будет проходить через главную ось инерции y (см. рис. 1) и сечение будет иметь наибольший момент инерции. График зависимости прогибов перфорированного прогона от угла наклона конструкции представлен на рис. 9.

Табл. 2. Прогибы перфорированного прогона

Угол наклона, град	Нагрузка, кН	Прогиб, мм		
		МНП	«Лира»	Эксперимент
0	8,5	16,0	16,0	16,2
5	6,1	11,7	11,1	10,9
10	3,8	7,4	6,8	5,2
15	2,7	5,2	4,8	4,5
20	2,1	4,1	4,2	4,1
25	1,7	3,3	3,1	2,8

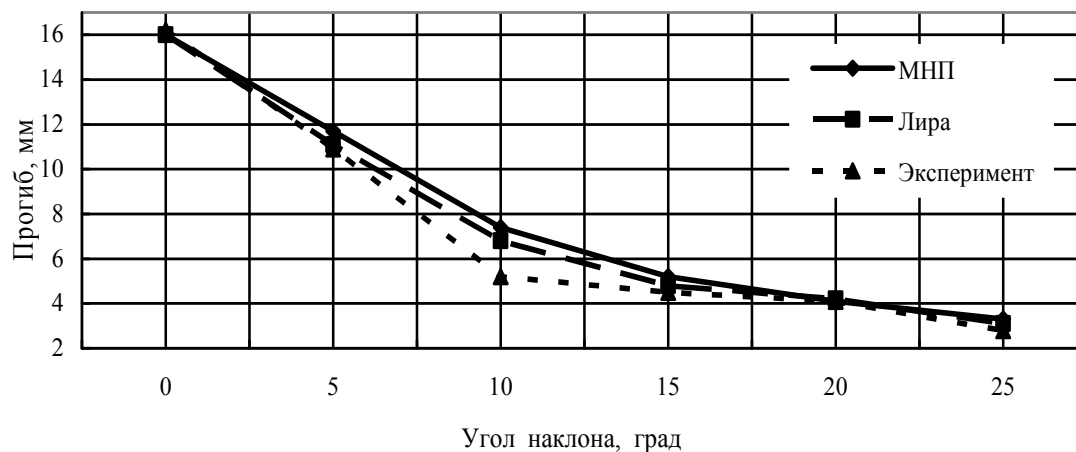


Рис. 8. Прогибы перфорированного прогона

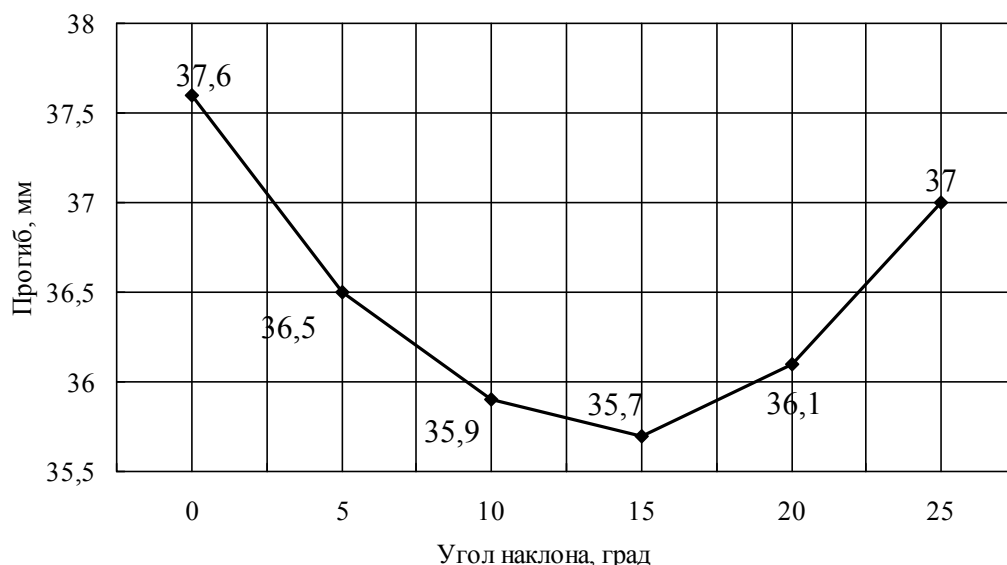


Рис. 9. Зависимость прогибов перфорированного прогона от угла наклона конструкции при действии постоянной внешней нагрузки

Выводы

Теоретические и экспериментальные исследования работы перфорированного прогона Z-образного профиля при косом изгибе, раскрепленного по-

перечными связями, доказали целесообразность использования данной конструкции в качестве прогонов покрытий для кровель со значительными уклонами.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **СНиП II-23-81***. Стальные конструкции. — М. : ФГУП ЦПП, 2005. — 90 с.
2. **ДБН В.2.6-163 : 2010**. Сталеві конструкції. — Київ : Мінрегіонбуд України, 2010. — 220 с.
3. **Романюк, В. В.** Розрахунок перфорованих елементів в програмному комплексі «Ліра» / В. В. Романюк, В. Б. Василенко // Ресурсоекономічні конструкції, будівлі та споруди : зб. наук. пр. — Рівне : НУВГП, 2013. — Вип. 25. — С. 412–417.
4. **Романюк, В. В.** Дослідження напружено-деформованого стану перфорованого Z-подібного прогону в ПК «Ліра» / В. В. Романюк, В. Б. Василенко // Ресурсозберігаючі технології в проектуванні та будівництві : матеріали всеукраїнської наук.-практ. Інтернет-конф. за міжнародною участю. — Кременчук : КрНУ, 2014. — С. 94–107.

Статья сдана в редакцию 10 ноября 2014 года

Владимир Владимирович Романюк, канд. техн. наук, проф., Национальный университет водного хозяйства и природопользования. Тел.: +380-968-043-177.

Вадим Борисович Василенко, аспирант, Национальный университет водного хозяйства и природопользования. E-mail: victorinox408@gmail.com.

Vladimir Vladimirovich Romanyuk, PhD (Engineering), Prof., National University of Water Management and Nature Resources Use. Phone: +380-968-043-177.

Vadim Borisovich Vasilenko, PhD student, National University of Water Management and Nature Resources Use. E-mail: victorinox408@gmail.com.

УДК 624.012

С. Д. Семенюк, Д. И. Жилинский

СОЕДИНЕНИЕ КОЛОНН С ПЕРЕКРЫТИЯМИ В СБОРНЫХ КОНСТРУКТИВНЫХ СИСТЕМАХ ЖИЛЫХ ЗДАНИЙ ПОД СОЦИАЛЬНОЕ ЖИЛЬЕ

UDC 624.012

S. D. Semeniuk, D. I. Zhilinsky

JOINING COLUMNS AND FLOOR SLABS IN PRECAST STRUCTURAL SYSTEMS OF RESIDENTIAL BUILDINGS INTENDED FOR SOCIAL HOUSING

Аннотация

Приведены примеры возведения зданий из сборных конструктивных систем. Определены положительные и отрицательные характеристики тринадцати различных серий крупнопанельного и каркасно-панельного домостроения. Произведен сравнительный анализ данных систем. Принято решение изучить напряженно-деформированное состояние эффективных серий и получить симбиоз серий крупнопанельного домостроения, учитывающий все плюсы и минусы ныне существующих. Выбраны конструктивная система для симбиоза серий каркасно-панельного домостроения, способы опирания плит на колонны и материал наружных ограждающих конструкций.

Ключевые слова:

конструктивная система, каркас, железобетон, напряженно-деформированное состояние, каркасно-панельное домостроение, крупнопанельное домостроение, серия, симбиоз.

Abstract

The paper gives examples of the erection of buildings using prefabricated structural systems. Positive and negative characteristics of thirteen different series of large-panel and frame-panel construction are defined. The comparative analysis of these systems has been performed. It has been decided to study stress-strain state of the effective series and to get a symbiosis of the series of large-panel construction, which takes into account all the pros and cons of currently existing ones. The structural system for the symbiosis of the series of frame-panel construction, the way floor slabs rest on columns and the material of external walling have been selected

Key words:

structural system, frame, reinforced concrete, stress-strain state, frame-panel construction, large-panel construction, series, symbiosis.

Введение

В настоящее время в Республике Беларусь остро стоит проблема обеспечения населения доступным жильем. Так как самыми дешевыми являются дома из железобетонных панелей, то исследуется возможность строительства более дешевых и энергоэффективных жилых домов, удовлетворяющих всех: как богатых, так и людей среднего достатка.

На сегодняшний день стоимость 1 м² жилья колеблется от 850 до 1700 долл. США. Причин для такой высокой стоимости много: высокая трудоемкость монтажа, низкий уровень механизации технологических процессов, малоэтажность и высокая материалоемкость и т. д.

В результате было принято решение провести критический анализ существующих серий крупнопанельного до-

мостроения, чтобы получить симбиоз, учитывающий все их плюсы и минусы.

Существующие серии крупнопанельного и каркасно-панельного домостроения

Серия 90-3 ОАО «Могилевский домостроительный комбинат».

Дома этой серии возводятся с 60-х гг. прошлого века. Количество комнат в квартирах колеблется от одной до пяти. Надземная и подземная части здания решены на основе перекрестно-стеновой конструктивной схемы с несущими наружными и внутренними как продольными, так и поперечными стенами из сборных железобетонных панелей и жестким диском плит перекрытий. Перекрытия сборные железобетонные толщиной 160 мм. Внутренние стены

толщиной 160 мм, перегородки – 80 мм. Наружные стеновые панели трехслойные толщиной 300 мм. В этой серии применен шаг поперечных стен от 3,2 до 3,6 м. Данная серия проста в монтаже: на одну этаж-секцию приходится приблизительно 60 подъемов башенным краном, при этом за одну смену одним краном в среднем производится около 30 подъемов, т. е. при двухсменном режиме производства работ односекционный 10-этажный жилой дом можно смонтировать за 12 рабочих дней с учетом цокольного и технического этажей. Однако в этой серии есть и минусы: несвободная планировка и несовершенство стыков наружных стеновых панелей (рис. 1).

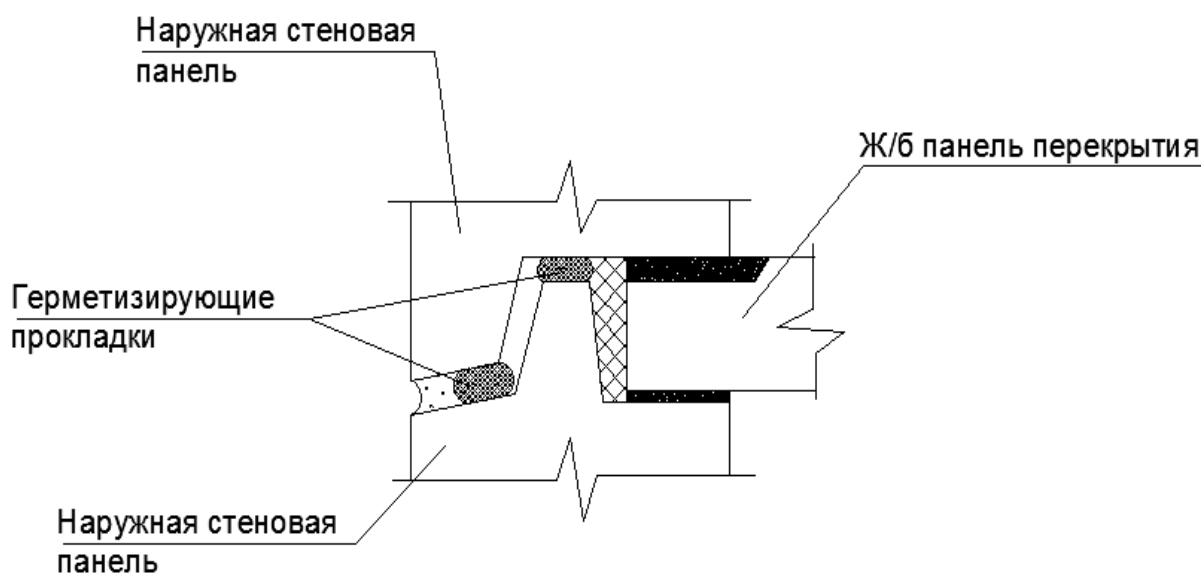


Рис. 1. Узел стыка наружных стеновых панелей

Узел стыка наружных стеновых панелей, представленный на рис. 1, является основным местом промерзания квартир, в результате чего в углах комнат образуется грибок и плесень.

Так как внутренние стены несущие, перепланировку сделать можно только производя их усиление.

К положительным характеристикам данной серии относится низкий ко-

эффициент металлоемкости, который составляет 10 кг/м². В связи с этим серия является самой дешевой.

Типовой проект БО/9-01 ОАО «Бобруйский завод крупнопанельного домостроения».

Дома этой серии возводятся с 80-х гг. прошлого века. Количество комнат в квартирах колеблется от одной до пяти. Надземная и подземная части

здания решены на основе перекрестно-стеновой конструктивной схемы с несущими наружными и внутренними продольными и поперечными стенами из сборных железобетонных панелей и жестким диском плит перекрытий. Перекрытия сборные железобетонные толщиной 160 мм. Внутренние стены толщиной 160 мм, перегородки – 80 мм. Наружные стеновые панели трехслойные толщиной 300 мм. В этой серии применен шаг поперечных стен от 3,2 до 3,6 м. Все характеристики данной серии такие же, как и в серии 90-3, однако рассматриваемая серия содержит большое количество углов, что приводит к дополнительной вероятности промерзания.

Серия 90 для Бобруйского завода железобетона № 159 ОАО «Бобруйский КЖИ».

Дома этой серии возводятся с 70-х гг. прошлого века. Количество комнат в квартирах колеблется от одной до пяти. Надземная и подземная части здания решены на основе перекрестно-стеновой конструктивной схемы с несущими наружными и внутренними продольными и поперечными стенами из сборных железобетонных панелей и жестким диском плит перекрытий. Перекрытия сборные железобетонные толщиной 160 мм. Внутренние стены толщиной 160 мм, перегородки – 80 мм. Наружные стеновые панели трехслойные толщиной 300 мм. В этой серии применен шаг поперечных стен от 3,2 до 3,6 м. Все характеристики данной серии такие же, как и в серии 90-3, однако рассматриваемая серия содержит большое количество углов, что приводит к дополнительной вероятности промерзания.

Серия М464-У1 ОАО «МАПИД».

Дома этой серии возводятся с 2002 г. Крупнопанельные дома имеют шаг поперечных стен 3,2 и 3,5 м. Решение фасадов основано на сочетании элементов эркеров различных конфигураций со ступенчатой структурой плос-

кости стен, что подчеркивается цветом. Надземные конструкции жилой части зданий решены на основе перекрестно-стеновой конструктивной схемы. Наружные стеновые панели трехслойные толщиной 300 мм. Перекрытия сборные железобетонные толщиной 160 мм. Внутренние стены железобетонные толщиной 140 и 120 мм, перегородки железобетонные толщиной 100 и 70 мм. Высота этажа – 254 см. Под лоджиями первого этажа предусмотрены хозяйственные погреба. Квартиры имеют кухни площадью 9,24...12,54 м², ванные – 3,23 м² и лоджии – 4 м². В трехкомнатных квартирах, в большинстве случаев, есть кладовые площадью 3...5 м². Плюсы и минусы данной серии аналогичны плюсам и минусам серии 90-3, однако рассматриваемая серия содержит еще больше углов, что приводит к дополнительной вероятности промерзания.

Серия М111-90 ОАО «МАПИД».

Освоена в 1997 г. Модернизация 16-этажных секций серии М111-90. В результате совместного сотрудничества ОАО «МАПИД», ГПО «Минстрой» и ПКУП «Минскпроект» появились новые высотные 16-, 19-этажные дома. Надземная часть здания решена на основе перекрестно-стеновой конструктивной схемы с несущими наружными и внутренними продольными и поперечными стенами из сборных железобетонных панелей и жестким диском плит перекрытий. Наружные стеновые панели трехслойные толщиной 300 мм. Перекрытия сборные железобетонные толщиной 160 мм. Внутренние стены толщиной 160 мм, перегородки – 80 мм. Высота этажа – 264 см. В этих секциях применен шаг осей 3,6 м, что позволило увеличить площадь кухонь до 9,5 м² и ванных комнат до 3,11 м². Лоджии имеют площадь 3,47...4,59 м². Планировка этажей обеспечивает необходимый уровень комфорта в основных помещениях и в местах общего пользования.

К плюсам рассматриваемой серии относится сравнительно низкая метал-

лоемкость ($K = 22 \text{ кг/м}^2$), высотность – 16...19 этажей, быстрый монтаж – 70 подъемов на этаж-секцию.

Минусами данной серии, так же как и серии 90-3, являются промерзание стыков наружных стеновых панелей и несвободная планировка.

Серия М464-М ОАО «МАПИД».

Дома этой серии возводятся с 2004 г. Архитектурное решение характеризуется развитой конфигурацией плана, обеспечивающей необходимый набор квартир. Решение фасадов основано на сочетании элементов эркеров со ступенчатой структурой плоских стен, что подчеркивается цветом. Здание решено в перекрестно-стеновой конструктивной схеме. Между наружными продольными стенами и внутренней продольной стеной толщиной 160 мм расположены колонны скрытого связевого каркаса здания. Внутриквартирные перегородки выполнены из газосиликатных блоков, что дает возможность для свободной планировки квартир. Перекрытия сборные железобетонные толщиной 160 мм. Высота этажа – 264 см. Увеличенная до 350 мм толщина сборных трехслойных железобетонных панелей наружных стен позволяет обеспечить приведенное сопротивление теплопередаче $1 \text{ м}^2 - 3,2 \text{ }^\circ\text{C/Вт}$ и, при необходимости, более. Площадь кухонь в квартирах 10,46...17,69 м^2 . Площадь санитарно-технической зоны 4,64...8,90 м^2 .

Плюсами данной серии является свободная планировка, однако рассматриваемая серия содержит много углов наружных стеновых панелей, что приводит к дополнительной вероятности промерзания.

К минусам серии можно отнести повышенную металлоемкость ($K = 46 \text{ кг/м}^2$), а также длительный монтаж, т. к. на одну этаж-секцию идет примерно 125 подъемов башенного крана, и большое количество сварных швов при монтаже колонн.

Серия ШБС – широтная блок-секция ОАО «Могилевский домостроительный комбинат».

Серия освоена в 2011 г. Архитектурное решение характеризуется развитой конфигурацией плана, обеспечивающей необходимый набор квартир. Решение фасадов основано на сочетании элементов эркеров угловой структурой плоских стен, что подчеркивается цветом. Здание решено каркасно-панельной схемой. Между наружными продольными стенами расположены колонны скрытого связевого каркаса здания. Внутриквартирные перегородки выполнены из газосиликатных блоков, что дает возможность для свободной планировки квартир. Перекрытия сборные железобетонные толщиной 160 мм. Высота этажа – 264 см. Увеличенная до 350 мм толщина сборных трехслойных железобетонных панелей наружных стен позволяет обеспечить приведенное сопротивление теплопередаче $1 \text{ м}^2 - 3,2 \text{ }^\circ\text{C/Вт}$ и, при необходимости, более.

Плюсами данной серии является свободная планировка, однако серия содержит много углов наружных стеновых панелей, что приводит к дополнительной вероятности промерзания.

К минусам рассматриваемой серии можно отнести повышенную металлоемкость ($K = 49 \text{ кг/м}^2$) (рис. 2), а также длительный монтаж, т. к. на одну этаж-секцию идет примерно 120 подъемов башенного крана, и большое количество сварных швов при монтаже колонн.

В настоящее время проведена модернизация серии ШБС и построен жилой дом по этой серии. В доме убраны наружные стеновые панели, в качестве наружных стен используются стены из газосиликатных блоков. Для избегания появления новых плит перекрытия в крайних помещениях применяются опорные вкладыши, которые крепятся к колоннам и плитам перекрытия аналогично креплению плит (рис. 3).

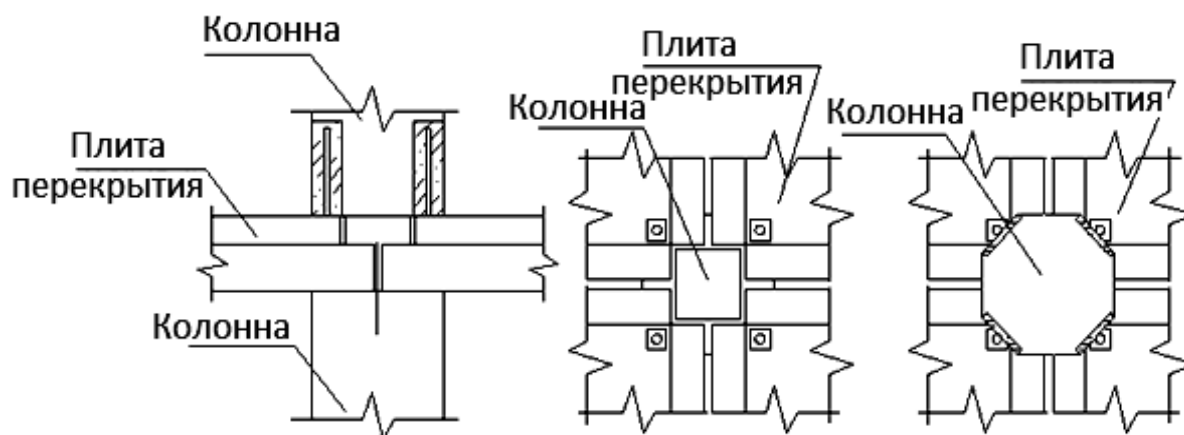


Рис. 2. Узел сопряжения колонн с колоннами и плитами перекрытия

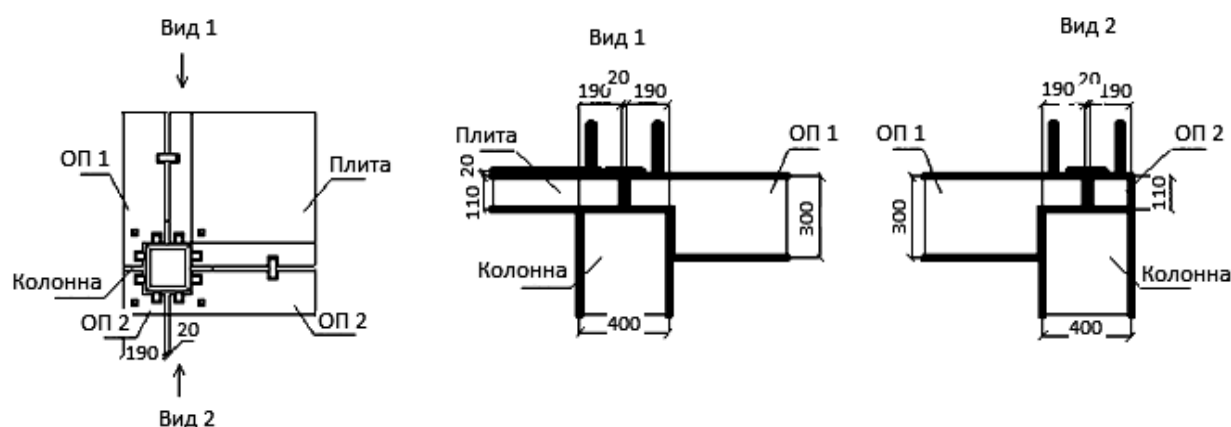


Рис. 3. Узел сопряжения плит перекрытия с опорными вкладышами и колоннами

По данному объекту произведено обследование несущей способности узла стыка колонн, по результату которого рекомендовано выполнить усиление указанных узлов.

Серия монолитного каркасного домостроения.

В г. Могилеве постоянно строятся дома данной серии. В этой серии шаг колонн составляет 3×6 , 3×3 м и позволяет получить помещения практически любого размера. Несущими вертикальными конструкциями являются колонны, диафрагмы жесткости, представленные электропанелями, а также ядро жесткости, состоящее из лестничной клетки, лифтовых шахт и лифтового холла. Высота этажа – 264 мм. Толщина

монолитного перекрытия – 160 мм.

Основным недостатком монолитного домостроения является длительный монтаж и сложность возведения при минусовых температурах. Серия монолитного каркасного домостроения, возводимая в г. Могилеве, ненадежна, т. к. в узлах стыка плит перекрытия с вертикальными конструкциями отсутствует арматурный стык Передерия (рис. 4).

По указанной серии в строящемся доме произведено обследование несущих конструкций по причине обрушения перекрытия, по результатам которого рекомендовано демонтировать плиту перекрытия и усилить колонны.

Переработанная серия 1-020 для жилищного строительства.

В г. Могилеве в настоящее время строится второй дом по данной серии. Здание решено каркасной схемой. Шаг колонн 3; 4,5; 6 м. Наружные стены – сборные из газосиликатных блоков. Внутренние стены и перегородки – сборные из газосиликатных блоков. Перекрытия железобетонные по железобетонным ригелям, установленным на консоли колонн. Высота этажа – 264 см.

Преимущества данной серии

являются: относительно свободная планировка, относительно низкая металлоемкость ($K = 25 \text{ кг/м}^2$), отсутствие возможности промерзания стен, т. к. наружные стены из газосиликатных блоков, сравнительно быстрый монтаж – 90 подъемов на этаж-секцию.

К отрицательным характеристикам рассматриваемой серии можно отнести наличие открытых ригелей (рис. 5), что требует дополнительных затрат на декорирование помещения при свободной планировке.

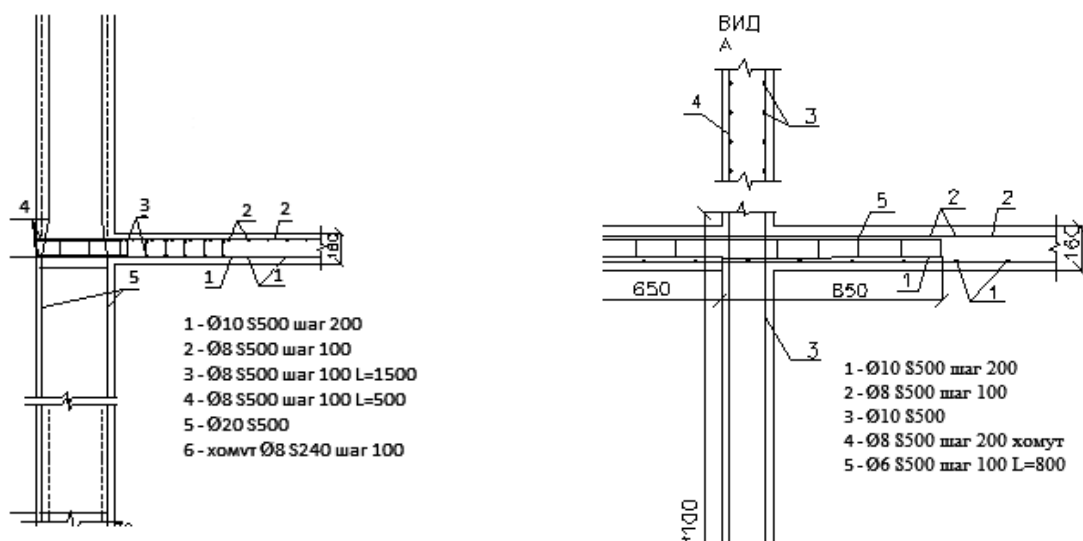


Рис. 4. Узлы сопряжения плиты перекрытия с вертикальными конструкциями

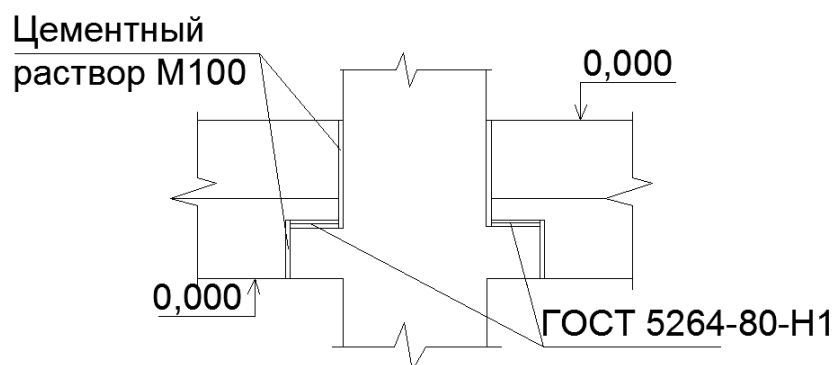


Рис. 5. Узел сопряжения колонны с ригелем

Разработки Полтавского национального технического университета с их серией «КУБ-4».

В 60-х гг. прошлого века была поднята проблема удаления капителей из конструкций каркаса безбалочного перекрытия. Новая революционная конструктивная система получила название «КУБ-1». В 80-х гг. прошлого века появилась серия «КУБ-2» для зданий военного ведомства. Новый вариант системы «КУБ-3» был разработан для быстрого строительства 5-этажных жилых домов, а в 1986 г. утверждена и рекомендована для использования следующая модификация системы «КУБ-2.5».

Сборно-монолитный универсальный безригельный каркас «КУБ-2.5» разработан в 1990 г. научно-проектной организацией «КУБ» (г. Москва). По информации фирмы, в России и за рубежом, в том числе в сейсмических районах, по ее проектам и при техническом содействии возведены 5...17-этажные здания.

Безригельный каркас этой системы состоит из колонн квадратного сечения, расположенных преимущественно по сетке 6×6 м, и плоских плит с унифицированными размерами 3×3 м. Размер плит принят из условия размещения стыков в зоне минимальных изгибающих усилий. С учетом поэтажной установки наружных стен на перекрытия плиты вдоль крайних осей имеют размер 1,8×3 м.

Проектные решения каркаса «КУБ-2.5», обеспечивающие безопасность зданий, являются предметом отдельного анализа. Здесь важно отметить, что конструктивное благополучие всей системы базируется на качестве выполнения шпоночных стыков «плита – колонна» и других резервов надежности не имеет. Монтаж конструкций требует высокой организации производственного процесса, квалификации и ответственности исполнителей. В процессе монтажа необходим постоянный лабораторный и технологический контроль.

Без обеспеченности этих требований надежность и безопасность каркаса трудно прогнозировать. Решение данного стыка, к сожалению, недостаточно учитывает производственные факторы строительства. Кроме того, использование технических решений каркаса «КУБ-2.5» связано с целым рядом других ограничений.

1. Ограниченная величина расчетных пролетов (не более 6 м) снижает планировочные возможности зданий.

2. Этажность зданий лимитируется несущей способностью бетона замоноличивания в стыках колонн и надколонных плит. Качественное замоноличивание бетоном ответственных стыков «плита – колонна» при количестве бетона 0,024 м³ на один стык практически невозможно, особенно зимой, что подвергает здания большому риску.

3. Петлевой тип стыка (стык Г. П. Передерия) в узлах соединения надколонных и межколонных плит не воспринимает изгибающие усилия, возникающие в нем при неуравновешенной временной нагрузке на плиты. В период эксплуатации здания это может привести к трещинообразованию в стыке.

4. Конструктивное исполнение надколонных плит, по опыту их выполнения на заводе ЖБИ «Баррикада», сложно, трудоемко и трудно контролируемо даже в условиях хорошо налаженного заводского производства, что неприемлемо для поточного изготовления изделий.

Имеющиеся негативные факты, связанные с бесконтрольностью монтажа и низким качеством работ, в сочетании с проектными несовершенствами каркаса определяют его низкую надежность. Эти недостатки не позволяют рекомендовать решения каркаса «КУБ-2.5» для массового применения, тем более в сейсмических районах.

По результатам анализа основных недостатков в решениях сборно-монолитных каркасов, применяемых в отечественной практике, возникает логичный

вопрос: за счет чего «живут» и достаточно благополучно эксплуатируются здания, построенные с их использованием? Ответ достаточно прост. Расчетные характеристики всех применяемых в зданиях материалов, в частности бетона и арматуры, а также расчетные «сниповские» нагрузки, их сочетания и расчетный механизм зданий, не учитывающий многоуровневые связи конструкций, имеют обоснованные многолетней практикой запасы. В экстремальных условиях работы, предшествующих исчерпанию несущей способности, материалы и конструкции вынуждены самостоятельно нивелировать и компенсировать проектные и производственные несовершенства и реально использовать все имеющиеся в них резервы. Благополучие этих зданий свидетельствует лишь о том, что в них не реализованы расчетные нагрузки и их сочетания, а условия работы материалов не достигли экстремальных. С этой точки зрения только соблюдение норм, грамотно составленный прогноз и учет в проектах сложной взаимосвязи производственных факторов (особенно в со-

временных условиях) могут обеспечить требуемую надежность зданий.

В настоящее время идет разработка новой серии «КУБ-4», которая будет изготавливаться на старой бортоснастке, что позволит удешевить стоимость 1 м^2 .

Каркас системы Dycore.

В зарубежном строительстве известно решение сборно-монолитного каркаса системы Dycore. Он состоит из поэтажно расположенных бесконсольных колонн, комплексных плитных ригелей перекрытий, образованных нижними сборными и верхними монолитными частями, сборных многопустотных плит и бетона замоноличивания. Многопустотные плиты в известном решении выполнены с открытыми пустотами и установлены на сборную часть плитных ригелей (рис. 6). В каркасе системы Dycore сборные части плитных ригелей размещены под плитами перекрытий и являются несъемной опалубкой для монолитной части. Их совместная работа обеспечивается силами контактного сцепления бетона и арматурными выпусками.

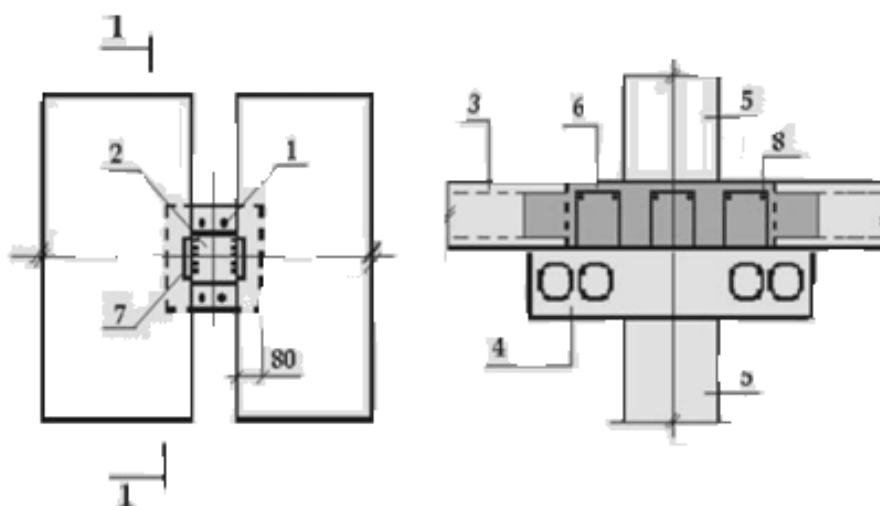


Рис. 6. Стык колонны с плитным ригелем и плитами перекрытия: 1 – выпуски арматуры колонны; 2 – закладная деталь колонны; 3 – пустотная плита; 4 – сборный плитный ригель; 5 – колонна; 6 – бетон замоноличивания; 7 – закладная деталь плитного ригеля; 8 – надпорная арматура плитного ригеля

В период монтажа предусмотрена установка сборных элементов на монтажные кондукторы с образованием в пределах колонн уширенного зазора с последующей приваркой закладных изделий на торцах колонн и ригелей. Торцевые участки крайних пустот в сборной части ригелей и в многопустотных плитах замоноличиваются одновременно с бетонированием стыка колонн и ригелей. Поэтажную установку колонн в известном решении выполняют на монолитный бетон, уложенный в уширенный зазор между торцами смежных ригелей. Комплексные плитные ригели в данном решении имеют высокую несущую способность, однако их выступающие части ограничивают свободу планировочных решений, что снижает потребительские качества зданий.

Установка многопустотных плит непосредственно на опорные консоли сборных плитных ригелей обеспечивает высокую надежность и безопасность опорных сечений плит. Вместе с тем ограниченная глубина опирания сборных частей плитных ригелей на колонны недостаточно учитывает производственные факторы строительства, связанные с точностью монтажа. Сборно-монолитное исполнение основного стыка колонн и ригелей имеет пониженную прочность, что ограничивает нагрузку на колонны. Замоноличивание этих стыков продиктовано необходимостью технологических перерывов, что увеличивает сроки строительства. Перечисленные недостатки снижают возможность использования в российской практике решений каркаса системы Dусоре.

Сборно-монолитный каркас системы Delta.

В каркас этой системы включены колонны, сборные многопустотные плиты и сталебетонные ригели. Колонны поэтажно снабжены вырезами, в которых устроены опорные консоли для установки ригелей. Комплексное сечение Delta-ригеля образовано цельносварным

гнутым профилем трапецевидного сечения, вписанным в толщину перекрытий, и бетоном замоноличивания.

Многопустотные плиты в известном решении выполнены с открытыми с обеих торцов пустотами. В период монтажа плиты устанавливаются на опорные, консольно выступающие нижние полки ригелей, изготовленные из листовой стали. Наклонные боковые стенки гнутых профилей, образующих Delta-ригель, снабжены штампованными, дискретно расположенными отверстиями с появлением выступающих кромок. Замоноличивание внутренней полости профилей и торцевых участков пустот осуществляют через эти отверстия и боковые зазоры, образованные наклонными стенками гнутого профиля.

Образованное шпоночное соединение за счет сил контактного сцепления бетона замоноличивания обеспечивает совместную работу комплексного сечения, состоящего из бетона замоноличивания и гнутого металлического профиля. При необходимости повышения несущей способности комплексных сталебетонных ригелей в их полости может быть установлена дополнительная стержневая арматура.

Известная конструкция перекрытия в системе Delta за счет снижения рабочей высоты ригелей, вписанных в толщину перекрытий, обеспечивает увеличение полезного объема зданий.

К недостаткам системы можно отнести высокую металлоемкость сталебетонных ригелей и трудоемкость монтажа, обусловленную большим количеством монтажных элементов в опорных узлах ригелей. Для изготовления цельносварных гнутых профилей трапецевидного сечения со штампованными на боковых гранях дискретно расположенными отверстиями требуется специальное энергоемкое технологическое оборудование. Кроме того, по требованиям пожарной безопасности необходима дополнительная защита открытых нижних металлических поверхностей ригелей,

выступающих за плоскость потолка, что, так или иначе, снижает вариативность планировочных решений.

Сборно-монолитный каркас сейсмостойкой системы «Сочи».

Высокой надежностью отличается известное решение сборно-монолитного каркаса сейсмостойкой системы «Сочи», разработанной в 1962 г. специали-

стами ЦНИИЭП при участии НИИЖБа (г. Москва). В данную систему включены колонны и сборно-монолитные плиты перекрытий, образованные сборными многопустотными плитами, уложенными с продольными уширенными швами, и монолитными плитными ригелями, вписанными в толщину плит (рис. 7).

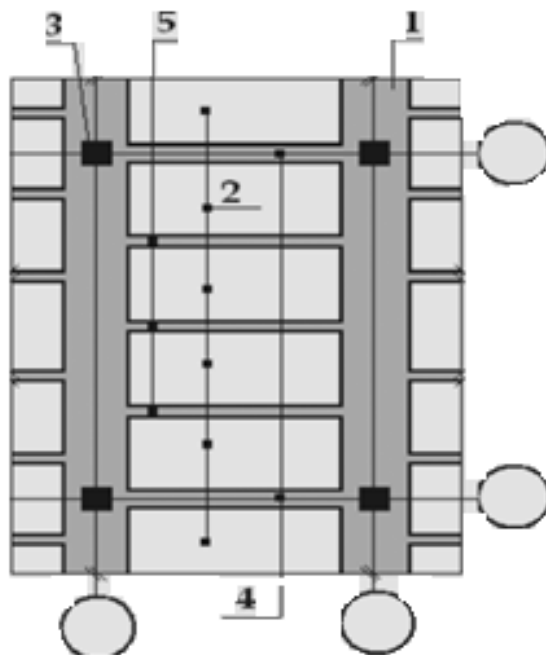


Рис. 7. Стык горизонтальных и вертикальных несущих конструкций: 1 – монолитные ригели; 2 – сборные многопустотные плиты с открытыми пустотами; 3 – сборные железобетонные колонны; 4 – прикомонные монолитные балки; 5 – монолитные балки между плитами

Армированные монолитные балки между плитами, прикомонные монолитные балки и несущие монолитные ригели образуют перекрестную систему главных и второстепенных балок. Многопустотные плиты с обоих торцов выполнены с открытыми пустотами. Опирание плит на плитные ригели предусмотрено через бетонные шпонки, возникшие при замоноличивании торцевых участков пустот. Сборные многопустотные плиты по периметру каждой оконтурены армированным монолитным заполнением, образующим систему

второстепенных балок, что обеспечивает высокую надежность, пространственную жесткость и несущую способность перекрытий.

Недостатки данного решения каркаса связаны с необходимостью выполнения значительного объема работ по установке и демонтажу опалубки для плитного ригеля и межплитных балок. До приобретения бетоном монтажной прочности нужны технологические перерывы, снижающие темп строительства. Значителен объем арматурных и монолитных работ, повышающих трудо-

емкость монтажа и стоимость строительства, а также увеличивающих сроки возведения зданий. По этим причинам сборно-монолитные перекрытия системы «Сочи» широкого применения не нашли, хотя принципиальные решения этой системы во многом заимствованы из других известных решений.

Выводы

Изучив положительные и отрицательные характеристики тринадцати различных серий крупнопанельного домостроения РБ и ближнего зарубежья, планируется изучить напряженно-деформированное состояние эффективных серий, в которых будет использована

каркасная схема несущих конструкций в безбалочном исполнении. Это позволит: добиться свободной планировки; наружные стены выполнять из газосиликатных блоков или стекла, что придаст зданиям современный и эстетичный вид и не даст возможности промерзания наружных стен; крепление колонн и плит перекрытия производить при помощи болтовых соединений, что значительно ускорит монтаж; опирание плит перекрытий производить непосредственно на колонны, чтобы уменьшить количество изделий на этаж-секцию и избежать дополнительных напряжений в стыке плит перекрытия и увеличения металлоемкости в данных узлах.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Серия «КУБ-2.5». Унифицированная система сборно-монолитного безригельного каркаса. Выпуск 1-1 : Основные положения по расчету, монтажу и компоновке зданий. – М., 1990. – 54 с.
2. Серия «КУБ-2.5». Унифицированная система сборно-монолитного безригельного каркаса. Выпуск 2-1 : Панели перекрытий, диафрагмы. – М., 1990. – 28 с.
3. **Павліков, А. М.** Конструювання та розрахунок плит збірно-монолітних конструктивних систем житлових будівель / А. М. Павліков, С. С. Жарий // Зб. наук. пр. (галузеве машинобудування, будівництво) Полтавського нац. техн. ун-ту ім. Ю. Кондратюка. – Полтава, 2009. – Вип. 24. – С. 8–13.
4. **Araujo, D. L.** Strength of shear connection in composite bridges with precast decks using high performance concrete and shear-keys / D. L. Araujo, M. K. El Debs // Materials and Structures. – 2005. – Vol. 38. – P. 173–181.
5. **ВСН 32-77.** Госгражданстрой – М., 1977. – 267 с.

Статья сдана в редакцию 28 ноября 2014 года

Славик Денисович Семенюк, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-222-27-37-43.

Денис Игоревич Жилинский, ассистент, Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-297-41-79-29.

Slavik Denisovich Semeniuk, DSc (Engineering), Prof., Belarusian-Russian University. Phone: +375-222-27-37-43.

Denis Igorevich Zhilinsky, assistant lecturer, Belarusian-Russian University. Phone: +375-297-41-79-29.

ВЕСТНИК БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКОГО УНИВЕРСИТЕТА

№ 1(46) 2015

Ответственный за выпуск

В. И. Кошелева

Оформление обложки

Е. С. Фитцова

Дизайн и компьютерная верстка

Н. П. Полевничая

Адрес редакции: пр. Мира, 43, Белорусско-Российский университет, корп. 1, комн. 331, 212000, г. Могилев. Телефон: 26-61-00, e-mail: bru@bru.mogilev.by.

Журнал «Вестник Белорусско-Российского университета» зарегистрирован в Министерстве информации Республики Беларусь. Свидетельство о государственной регистрации средства массовой информации № 1240 от 08.02.2010.

Подписано в печать 04.03.2015. Формат 60×84/8. Бумага офсетная. Печать офсетная. Гарнитура Таймс. Усл. печ. л. 15,34. Уч.-изд. л. 15,0. Тираж 100 экз. Заказ 1559.

Отпечатано в унитарном полиграфическом коммунальном предприятии «Могилевская областная укрупненная типография имени Спиридона Соболя». ЛП 02330/23 от 30.12.2013. Ул. Первомайская, 70, 212030, г. Могилев.