

ВЕСТНИК

Белорусско-Российского университета

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

Периодичность – 4 раза в год

4(61) 2018

СОДЕРЖАНИЕ

МАШИНОСТРОЕНИЕ

- ЛУСТЕНКОВА Е. С., КОМАР В. Л., МОЙСЕЕНКО А. Н., РАЗГОНОВ М. В.** Исследование конструкции сферической роликовой передачи с двухрядным сателлитом и определение углов подъема беговых дорожек 5
- ТАРАСИК В. П., РОМАНОВИЧ Ю. С., ПЛЯКИН Р. В.** Управление фрикционными коробки передач с демультитпликатором 15
- ШЕМЕНКОВ В. М., БЕЛАЯ М. А., ШЕМЕНКОВА А. Л., ОБИДИНА О. В.** Влияние обработки тлеющим разрядом на структуру, фазовый состав и износостойкость инструментальных штамповых сталей 28

ЭЛЕКТРОТЕХНИКА

- КАПИТОНОВ О. А., ТРЕТЬЯКОВ А. С., ЛЕНЕВСКИЙ Г. С.** Устройство плавного пуска с импульсным регулированием напряжения и компенсацией реактивной мощности 39
- КОВАЛЬ А. С., АРТЕМЕНКО А. И.** К вопросу энергосбережения в электроприводе пассажирских лифтов при регулируемой номинальной скорости движения кабины лифта 49

КОВАЛЬ А. С., АРТЕМЕНКО А. И. К вопросу разработки электропривода пассажирских лифтов с регулируемой номинальной скоростью движения кабины лифта	56
КОВАЛЬ А. С., АРТЕМЕНКО А. И. К вопросу выбора параметров регулятора скорости и формированию тахограмм движения в регулируемых приводах лифтов	62
ЛЕНЕВСКИЙ Г. С., КАПИТОНОВ О. А., ТРЕТЬЯКОВ А. С. Разработка уточненной электромагнитной модели асинхронного электродвигателя.....	69
ФИРАГО Б. И., АЛЕКСАНДРОВСКИЙ С. В. Динамическое торможение синхронного двигателя с постоянными магнитами при скалярном частотном управлении	78

СТРОИТЕЛЬСТВО. АРХИТЕКТУРА

СЕМЕНЮК С. Д., КОТОВ Ю. Н. Железобетонные подпорные стены	86
СЕМЕНЮК С. Д., РЖЕВУЦКАЯ В. А. Влияние компонентов легкого бетона на прочностные и деформативные характеристики	102

ОХРАНА ТРУДА. ОХРАНА ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ. ГЕОЭКОЛОГИЯ

ГАЛЮЖИН А. С., ГАЛЮЖИН С. Д. Определение объема конденсата при сжатии воздуха с использованием уравнений Клапейрона и Ван-дер-Ваальса	110
ЛОБИКОВА Н. В., ЛОБИКОВА О. М., ГАЛЮЖИН С. Д. Эффективность различных систем отопления индивидуальных жилых домов с учетом экологичности проектов.....	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

LUSTENKOVA E. S., KOMAR V. L., MOISEENKO A. N., RAZGONOV M. V. Research into spherical roller transmission with a double-row satellite and estimation of angles of ascent of raceways	5
TARASIK V. P., ROMANOVICH Y. S., PLIAKIN R. V. Friction clutch control in the gearbox with a demultiplier	15
SHEMENKOV V. M., BELAYA M. A., SHEMENKOVA A. L., ABIDZINA V. V. Effect of glow discharge treatment on structure, phase composition and wear resistance of tool die steels	28

ELECTRICAL ENGINEERING

KAPITONOV O. A., TRETIKOV A. S., LENEVSKY G. S. Soft starter with pulse voltage regulation and reactive power compensation	39
KOVAL A. S., ARTEMENKO A. I. On energy saving in the electric drive of passenger elevators with regulated rated speed of elevator car motion	49
KOVAL A. S., ARTEMENKO A. I. On the development of electric drives for passenger elevators with regulated rated speed of elevator car motion	56
KOVAL A. S., ARTEMENKO A. I. On the selection of speed controller parameters and the formation of motion tachograms in elevator adjustable drives	62
LENEVSKY G. S., KAPITONOV O. A., TRETIKOV A. S. Development of the refined electromagnetic model of an asynchronous electric motor	69
FIRAGO B. I., ALEKSANDROVSKY S. V. Dynamic braking of a synchronous motor under scalar frequency control	78

CIVIL ENGINEERING. ARCHITECTURE

SEMENIUK S. D., KOTOV Y. N. Reinforced concrete retaining walls	86
SEMENIUK S. D., RZHEVUTSKAYA V. A. Influence of components of lightweight concrete on strength and deformation characteristics	102

**LABOUR PROTECTION. ENVIRONMENT PROTECTION.
GEOECOLOGY**

GALYUZHIN A. S., GALYUZHIN S. D. Determination of condensate volume under air compression using the Clapeyron and Van der Waals equations	110
LOBIKAVA N. V., LOBIKAVA O. M., GALYUZHIN S. D. Effectiveness of different heating systems for individual houses with regard to environmental friendliness of projects	120

МАШИНОСТРОЕНИЕ

УДК 621.83.06

Е. С. Лустенкова, В. Л. Комар, А. Н. Моисеенко, М. В. Разгонов

ИССЛЕДОВАНИЕ КОНСТРУКЦИИ СФЕРИЧЕСКОЙ РОЛИКОВОЙ ПЕРЕДАЧИ С ДВУХРЯДНЫМ САТЕЛЛИТОМ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ УГЛОВ ПОДЪЕМА БЕГОВЫХ ДОРОЖЕК

UDC 621.83.06

E. S. Lustenkova, V. L. Komar, A. N. Moiseenko, M. V. Razgonov

RESEARCH INTO SPHERICAL ROLLER TRANSMISSION WITH A DOUBLE-ROW SATELLITE AND ESTIMATION OF ANGLES OF ASCENT OF RACEWAYS

Аннотация

Рассмотрены структура, конструкция и принцип работы сферических роликовых передач с двухрядным сателлитом. Описаны математическая модель исследуемых передач и ее основные параметры. Получены зависимости для определения углов подъема центровых профилей кулачковых поверхностей беговых дорожек, по которым перемещаются тела качения. Углы подъема позволяют определить нагруженность элементов передачи. Доказано постоянство мгновенного передаточного отношения сферической роликовой передачи с беговыми дорожками, изготовленными в соответствии с выведенными ранее уравнениями центровых профилей.

Ключевые слова:

механическая передача, сферический механизм, редуктор, ролик, кривошип, центральной профиль.

Abstract

The structure, design and principles of operation of spherical roller transmissions with a double-row satellite are considered in the article. The mathematical model of the transmissions investigated and its basic parameters are described. Dependencies were obtained to determine angles of ascent of center profiles of cam surfaces of the raceways, along which the rolling bodies move. The angles of ascent make it possible to determine the loading of transmission elements. The constancy of instantaneous gear ratio of the spherical roller transmission with raceways made in accordance with the previously obtained equations for center profiles is proved.

Keywords:

mechanical transmission, spherical mechanism, reducer, roller, crank, center profile.

Введение и постановка задачи

Известной тенденцией развития современного автоматизированного электропривода является приближение источника движения к исполнительному органу. Это позволяет снизить массу и габариты привода, повысить жесткость системы, соответственно, точ-

ность перемещений элементов системы и ее быстродействие. Поэтому в различных областях промышленности находят широкое применение мотор-редукторы, которые являются мехатронными модулями первого уровня, а совместно с системой управления образуют модули второго уровня. Рассматриваются вопросы проектирования механической

ступени мотор-редукторов, которая представляет собой передаточный механизм, обеспечивающий снижение угловой скорости вращения и пропорциональное увеличение момента на приводном валу. При проектировании механизма с относительно большим передаточным отношением (30...200) возникает альтернатива: использовать набор последовательно соединенных эвольвентных зубчатых передач или передачи других типов. Первый вариант приводит к увеличению габаритов и массы привода и мертвого хода из-за необходимости последовательного выбора зазоров в зубчатых зацеплениях и снижению надежности системы. К передачам других типов, отвечающим требованиям малых габаритов при обеспечении высоких значений передаточных отношений, относятся планетарные зубчатые передачи, в т. ч. с циклоидально-цевочным зацеплением, прецессионные, волновые и червячные. Каждый тип данных передач имеет свои преимущества и недостатки, рассмотренные во множестве литературных источников.

Данным требованиям отвечают также передачи с промежуточными телами качения (ППТК). Они имеют компоновочные преимущества, низкую материалоемкость и высокую энергонасыщенность, так как мощность в передачах такого типа передается по множеству параллельных потоков, равных, как правило, числу тел качения. Одной из разновидностей конструкции ППТК являются механизмы, в которых траектории центров масс тел качения расположены на сферических поверхностях. К ним относятся сферические роликовые передачи (СРП) [1]. По сравнению с передачами плоского (эксцентрикового) и цилиндрического [2] типов данные передачи обладают малыми габаритами одновременно в радиальном и осевом направлениях. Особенности конструкции СРП позволяют совмещать в структуре одного механизма редуктор и сферический шарнир [3]. Компоновка СРП

с коаксиально расположенными сферическими деталями является наиболее подходящей для механизмов передачи вращения между валами, оси которых перекрещиваются под некоторым углом [4].

Целью работы являлось исследование структурной и конструктивной схем СРП с двухрядным сателлитом, обеспечивающих реализацию передаточных отношений в диапазоне 30...200 и определение углов подъема беговых дорожек, расположенных на сферических поверхностях. Значения углов подъема используются при силовом анализе и определении напряженно-деформированного состояния элементов передачи [5].

Конструкция и принцип работы сферической роликовой передачи с двухрядным сателлитом

Конструкция сферической роликовой передачи (рис. 1), разработанная проф. М. Е. Лустенковым совместно с аспирантом Е. С. Лустенковой, включает ведущий вал 1, имеющий наклоненный участок (кривошип) 2. Этот наклон может быть обеспечен установкой эксцентриковой втулки. На кривошипе, с возможностью вращения относительно него, установлен составной сателлит 3. Сателлит содержит наружную 4 и внутреннюю 5 поверхности с отверстиями, рассверленными с равномерным угловым шагом. В этих отверстиях по переходным посадкам установлены два ряда роликов 6 и 7 соответственно. Ролики имеют выступающие концы сферической формы. Ряд роликов 6 контактирует своими сферическими поверхностями с замкнутой периодической беговой дорожкой 8, образованной двумя неподвижными сферическими кулачками, закрепленными в корпусе 9. Ряд роликов 7 контактирует своими сферическими поверхностями с беговой дорожкой (или замкнутым периодическим кулачковым профилем) 10 выходного сферического кулачка 11, который со-

единен с ведомым валом 12.

Ведущий и ведомый валы сферической передачи имеют общую ось вращения – ось СРП. Оси роликов 6 и 7 лежат в одной плоскости. Плоскость,

перпендикулярная оси передачи и проходящая через точку O (центр сферического движения), является экваториальной плоскостью для всех сферических кулачков передачи.

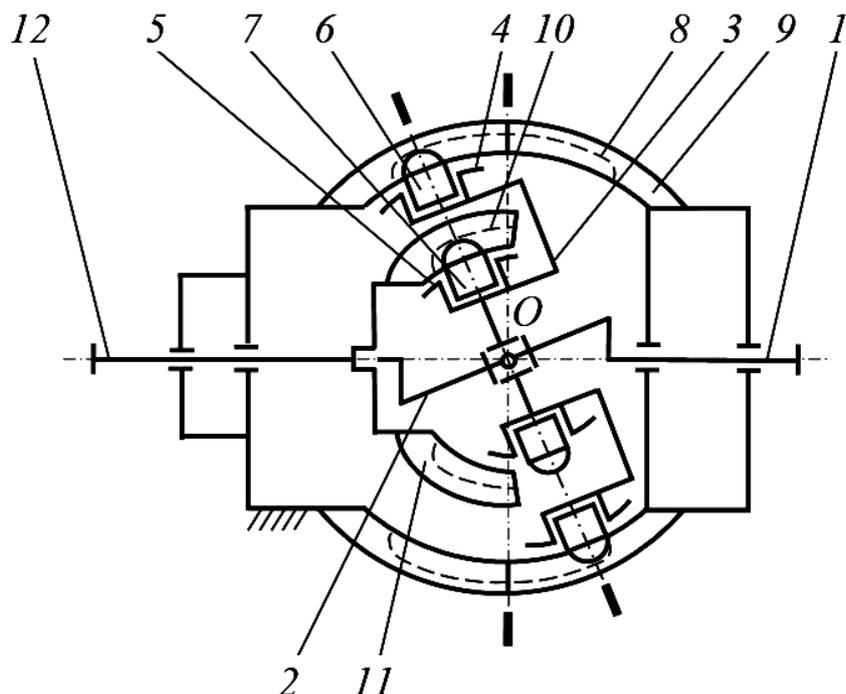


Рис. 1. Кинематическая схема сферической роликовой передачи с двухрядным сателлитом

При вращении ведущего вала 1 кривошип 2 вынуждает установленный на нем сателлит 3 совершать колебательные движения относительно оси передачи. При этом ролики 6 перемещаются по замкнутой периодической беговой дорожке 8, образованной двумя неподвижными сферическими кулачками, установленными в корпусе. Перемещение роликов вызывает вращение сателлита 3 относительно кривошипа 2. Одновременно ряд роликов 7 контактирует с замкнутым периодическим профилем 10 выходного сферического кулачка 11, соединенного с ведомым валом 12. Ролики 7 вынуждают выходной сферический кулачок 11 вращаться относительно оси передачи, следовательно, вращается соединенный с выходным сферическим кулачком ведомый вал с измененной угловой скоростью по сравнению с угловой скоростью ведущего вала.

Выходной сферический кулачок 11, как и те, что закреплены в корпусе, может быть изготовлен из двух частей с замкнутыми многопериодными профилями и соединен в плоскости разреза, совпадающей с экваториальной плоскостью. При этом и замкнутая периодическая беговая дорожка 8, и замкнутый периодический кулачковый профиль 10 изготавливаются симметричными относительно экваториальной плоскости, что облегчает их изготовление. Так как два ряда роликов (6 и 7) располагаются в плоскости, проходящей через центр масс сателлита O , то в силу симметрии центры масс сателлита 3 и системы роликов 6 и 7 будут находиться на оси передачи, что повышает ее уравновешенность.

Передача данного типа отнесена к ППТК, т. к. несмотря на то, что оси роликов зафиксированы на общем основании – сателлите, ролики имеют возможность поворачиваться в отверстиях, обеспечивая снижение потерь мощности на скольжение, частично заменяя его качением [6].

Передаточное отношение будет определяться числом периодов Z_3 неподвижной беговой дорожки и числом периодов Z_2 профиля 10. Его вычисляют по формуле

$$i = \frac{(Z_3 + 1) \cdot Z_2}{Z_2 - Z_3}. \quad (1)$$

Для наглядности рассмотрим компьютерную параметрическую модель передачи, разработанную в системе NX (рис. 2). Составной сателлит устанавливается на кривошип посредством двух радиально-упорных шариковых подшипников.

На основе данной модели была разработана СРП с передаточным отношением, равным -44 для привода автомобильного домкрата.

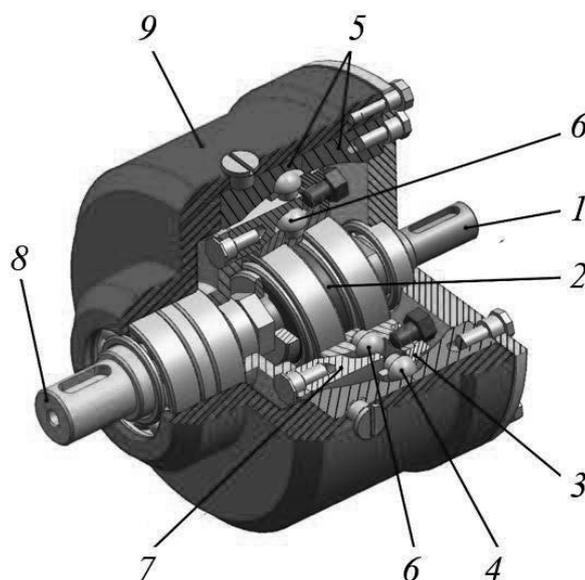


Рис. 2. Компьютерная модель сферической роликовой передачи с двухрядным сателлитом: 1 – ведущий вал; 2 – кривошип (эксцентриковая втулка); 3 – составной сателлит; 4 – тела качения первого ряда; 5 – кулачки, образующие неподвижную беговую дорожку, установленные в корпусе; 6 – тела качения второго ряда; 7 – выходной кулачок; 8 – ведомый вал; 9 – корпус

Математическая модель передачи и ее параметры

Рассмотрим геометрические параметры СРП, исследовав модель роликового зацепления, которая приведена на рис. 3. Периодическая беговая дорожка, образованная сферическими кулачками, закрепленными в корпусе, заменена пространственной кривой, образованной совпадающими центровыми профилями рабочих поверхностей этих кулачков. Назовем данную

кривую центровым профилем 3. Взаимодействие тел качения (роликов) с кулачковой поверхностью выходного кулачка имеет аналогичный характер и далее не рассматривается.

Роликовое зацепление СРП можно отнести к двухзвенному, т. к. в процессе передачи вращения участвуют два основных элемента – сателлит и кулачок. Тела качения (ролики) являются промежуточными элементами. Прообразом данных передач выступают передачи с трехзвенным зацеплением.

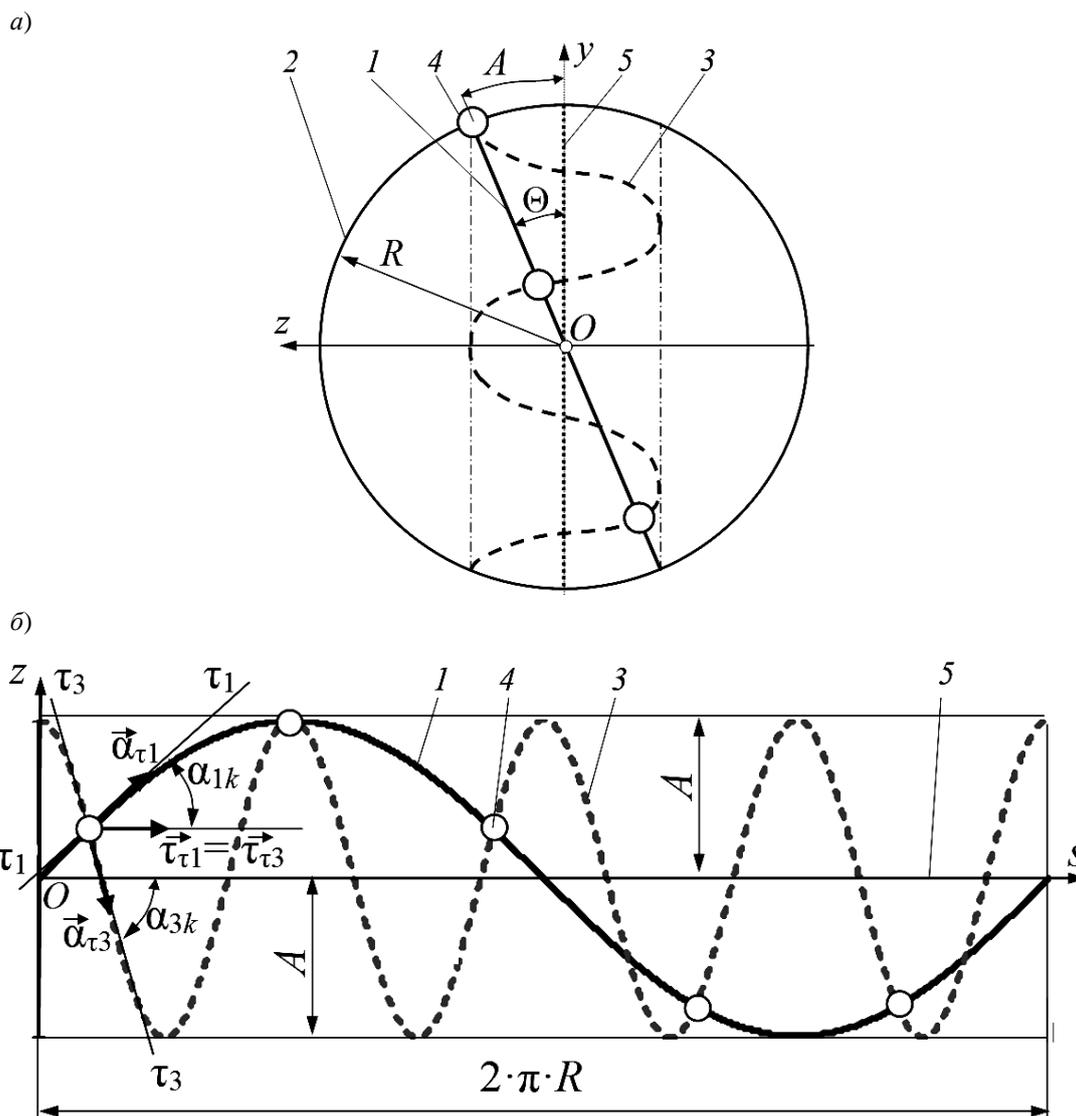


Рис. 3. Модель зацепления сферической передачи с тремя элементами, контактирующими с телом качения: а – пространственная; б – развертка на плоскость; 1, 3 – центровые профили; 2 – основная сфера; 4 – центры тел качения; 5 – средняя плоскость (окружность) центровых профилей

Это передачи из класса ППТК, в которых центры масс (оси) тел качения не зафиксированы на общем основании и контактируют с тремя деталями. Тела качения взаимодействуют не только с неподвижной беговой дорожкой, но и с сепаратором и ведущим элементом, имеющим однопериодную беговую дорожку. Ее центровой профиль 1 представляет собой окружность, образованную как след сечения сферы радиусом R плоскостью, проходящей через центр сферы. Данную сферу, на которой располагаются траектории центров сфе-

рических концов роликов, определим *основной* сферой. Центры сферических концов роликов совпадают с точками пересечения центровых профилей 1 и 3. При этом в модели рассматриваются точки определенной группы. Если развернуть центровые профили на плоскость, то этими точками будут являться точки пересечения с углами подъема двух кривых, отличающихся по знаку. В процессе работы передачи ролики перемещаются по беговым дорожкам, сформированным по центровым профилям 1 и 3, а также вдоль пазов третьего

звена – сепаратора, которое у передач с закрепленными центрами масс на одном из звеньев отсутствует. В сепараторе выполнены пазы, равномерно расположенные относительно оси Oz , т. к. в процессе работы передачи угловое расстояние между центрами тел качения не изменяется в плоскостях, перпендикулярных оси передачи (ось Oz).

В случае если центральной профиль 2 является окружностью, а центральной профиль 3 должен быть подобран таким образом, чтобы в процессе работы передачи не изменялось не только угловое расстояние между телами качения, но и линейное расстояние между ними в неподвижной системе отсчета, то это позволит преобразовать структуру передачи, освободившись от третьего звена (сепаратора) и зафиксировав центры масс тел качения на одном из звеньев (сателлите).

Из теории ППТК известно, что к основным параметрам сферических передач (см. рис. 3) относятся:

R – радиус основной сферы, на которой располагаются центровые профили в виде замкнутых периодических кривых;

A – амплитуда центровых профилей, величина которой равна длине дуги окружности (см. рис. 3);

Z_1 – число периодов центрального профиля 1. При этом $Z_1 = 1$;

Z_3 – число периодов центрального профиля 3;

Θ – угол наклона плоскости, в которой расположен центральной профиль 1, к средней плоскости 5, $\Theta = A/R$.

Средней плоскостью называется экваториальная плоскость xOy , в которой располагается средняя окружность 5 (см. рис. 3, а). Средняя окружность образована как след сечения основной сферы средней плоскостью. При этом на развертке центровых профилей на плоскость средняя окружность преобразуется в среднюю линию 5 (см. рис. 3, б) и располагается на оси абсцисс Ox в системе координат zOs , относительно ко-

торой колеблются периодические центровые профили на развертке.

Из теории СППТК известны зависимости для передач с незакрепленными телами качения, которые будут справедливы и для рассматриваемых СРП при взаимодействии с беговой дорожкой одного ряда роликов: $n_s = Z_1 + Z_3$, где n_s – число тел качения; $i_{12}^{(3)} = 1 + Z_3/Z_1$, где $i_{12}^{(3)}$ – передаточное отношение СППТК при кинематической схеме с остановленным звеном с многопериодной беговой дорожкой и передаче движения от ведущего вала к сателлиту.

Для СРП с двухрядным сателлитом параметры Z , A и R будут иметь индексы «3» – для остановленного и «2» – для ведомого кулачков передачи.

Ранее получены параметрические уравнения центровых кривых, обеспечивающих постоянство мгновенного передаточного отношения [7],

$$x(\varphi) = R \cdot (\cos(Z_3 \cdot \varphi) \cdot \cos((Z_3 + 1) \cdot \varphi) + \sin(Z_3 \cdot \varphi) \cdot \sin((Z_3 + 1) \cdot \varphi) \cdot \cos(\Theta)); \quad (2)$$

$$y(\varphi) = R \cdot (\cos(Z_3 \cdot \varphi) \cdot \sin((Z_3 + 1) \cdot \varphi) - \sin(Z_3 \cdot \varphi) \cdot \cos((Z_3 + 1) \cdot \varphi) \cdot \cos(\Theta)); \quad (3)$$

$$z(\varphi) = R \cdot \sin(Z_3 \cdot \varphi) \cdot \sin(\Theta), \quad (4)$$

где φ – параметр, полярный угол, отсчитываемый в экваториальной плоскости.

Установлено, что для четных значений чисел тел качения, определяемых для рассматриваемого зацепления по формуле $n = Z_3 + 1$, исследуемые траектории обладают центральной симметрией (относительно точки O).

Определение углов подъема центровых профилей

Углы подъема центровых профилей α_{1k} и α_{3k} (см. рис. 3), определяемые в точках их пересечения, являются важ-

ными геометрическими параметрами СРП, характеризующими нагруженность элементов передачи. Ранее была решена задача их нахождения на плоской развертке. Определим углы подъема в точках траектории многопериодного центрального профиля неподвижных кулачков в зависимости от угла поворота ведущего вала φ_1 .

Сначала определяем параметрические уравнения координат точек окружностей, образованных как следы сечения основной сферы плоскостями, проходящими через рассматриваемую точку пересечения центральных профилей и перпендикулярными оси Oz .

Радиус-вектор, соединяющий ось Oz и центр тела качения,

$$R_{O3k}(\varphi_1) = \sqrt{(x_{3k}(\varphi_1))^2 + (y_{3k}(\varphi_1))^2}. \quad (5)$$

Координаты точек окружности, на которой лежит точка пересечения профилей в плоскости, перпендикулярной оси Oz ,

$$x_{O3k}(\varphi_1) = R_{O3k}(\varphi_1) \cdot \cos\left(\frac{\varphi_1}{i_{12}^{(3)}} - \frac{2\pi}{n_s} \cdot k\right); \quad (6)$$

$$y_{O3k}(\varphi_1) = R_{O3k}(\varphi_1) \cdot \sin\left(\frac{\varphi_1}{i_{12}^{(3)}} - \frac{2\pi}{n_s} \cdot k\right); \quad (7)$$

$$z_{O3k}(\varphi_1) = 0. \quad (8)$$

Вектор касательной τ_{3-3k} (см. рис. 3, б) к многопериодному центральному профилю определится как

$$x_{1rk}(\varphi_1) = R_3 \left(\begin{array}{l} \cos\left(\frac{\varphi_1}{Z_3+1} - \frac{2\pi}{n_1} k\right) \cdot \cos\left((Z_1+1)\left(\frac{\varphi_1}{Z_3+1} - \frac{2\pi}{n_1} k\right)\right) + \\ + \sin\left(\frac{\varphi_1}{Z_3+1} - \frac{2\pi}{n_1} k\right) \cdot \sin\left((Z_1+1)\left(\frac{\varphi_1}{Z_3+1} - \frac{2\pi}{n_1} k\right)\right) \cdot \cos(\Theta) \end{array} \right); \quad (12)$$

$$\alpha_{\tau_{3k}}(\varphi_1) = \begin{pmatrix} \frac{d}{d\varphi_1} x_{3k}(\varphi_1) \\ \frac{d}{d\varphi_1} y_{3k}(\varphi_1) \\ \frac{d}{d\varphi_1} z_{3k}(\varphi_1) \end{pmatrix}. \quad (9)$$

Вектор касательной к окружности с радиусом R_{O3k}

$$\tau_{\tau_{3k}}(\varphi_1) = \begin{pmatrix} \frac{d}{d\varphi_1} x_{O3k}(\varphi_1) \\ \frac{d}{d\varphi_1} y_{O3k}(\varphi_1) \\ \frac{d}{d\varphi_1} z_{O3k}(\varphi_1) \end{pmatrix}. \quad (10)$$

Модуль угла подъема многопериодного центрального профиля как функция угла поворота ведущего вала

$$\alpha_{3k}(\varphi_1) = \arccos\left(\frac{\alpha_{\tau_{3k}}(\varphi_1) \cdot \tau_{\tau_{3k}}(\varphi_1)}{|\alpha_{\tau_{3k}}(\varphi_1)| \cdot |\tau_{\tau_{3k}}(\varphi_1)|}\right). \quad (11)$$

Для определения углов подъема однопериодного профиля для последующего дифференцирования систему уравнений (2)–(4) использовать нельзя, т. к. необходимо учесть положение точек пересечения центральных профилей в относительной системе координат. Для многопериодного профиля эти системы (относительная и абсолютная) совпадают, для однопериодного профиля (окружности) уравнения координат будут преобразованы следующим образом:

$$y_{1rk}(\varphi_1) = R_3 \left[\begin{array}{l} \cos\left(\frac{\varphi_1}{Z_3+1} - \frac{2\pi}{n_1}k\right) \cdot \sin\left((Z_1+1)\left(\frac{\varphi_1}{Z_3+1} - \frac{2\pi}{n_1}k\right)\right) - \\ - \sin\left(\frac{\varphi_1}{Z_3+1} - \frac{2\pi}{n_1}k\right) \cdot \cos\left((Z_1+1)\left(\frac{\varphi_1}{Z_3+1} - \frac{2\pi}{n_1}k\right)\right) \cdot \cos(\Theta) \end{array} \right]; \quad (13)$$

$$z_{1rk}(\varphi_1) = R_3 \cdot \sin\left(\varphi_1\left(\frac{1}{Z_3+1} - 1\right) - \frac{2\pi}{n_1}k\right) \cdot \sin(\Theta). \quad (14)$$

Радиус-вектор и координаты окружности, по аналогии с преобразованиями по формулам (5)–(8), в данном случае можно найти как

$$R_{O1k}(\varphi_1) = \sqrt{(x_{1rk}(\varphi_1))^2 + (y_{1rk}(\varphi_1))^2}; \quad (15)$$

$$x_{O1k}(\varphi_1) = R_{O1k}(\varphi_1) \times \cos\left(\varphi_1 \cdot \left(\frac{1}{i_{12}^{(3)}} - 1\right) - \frac{2\pi}{n_s} \cdot k\right); \quad (16)$$

$$y_{O1k}(\varphi_1) = R_{O1k}(\varphi_1) \times \sin\left(\varphi_1 \cdot \left(\frac{1}{i_{12}^{(3)}} - 1\right) - \frac{2\pi}{n_s} \cdot k\right); \quad (17)$$

$$z_{O1k}(\varphi_1) = 0. \quad (18)$$

Дальнейший алгоритм расчета предполагает определение векторов касательных и углов подъема однопериодной кривой. Он проводится по формулам (9)–(11) с заменой индекса «3» на «1» у вычисляемых параметров.

Результаты расчетов модулей углов подъема центральных профилей (однопериодного и многопериодного) при движении по ним тел качения с индексами $k = 0$ и $k = 1$ в зависимости от угла поворота ведущего вала для передачи с параметрами, приведенными ранее, отображены на рис. 4.

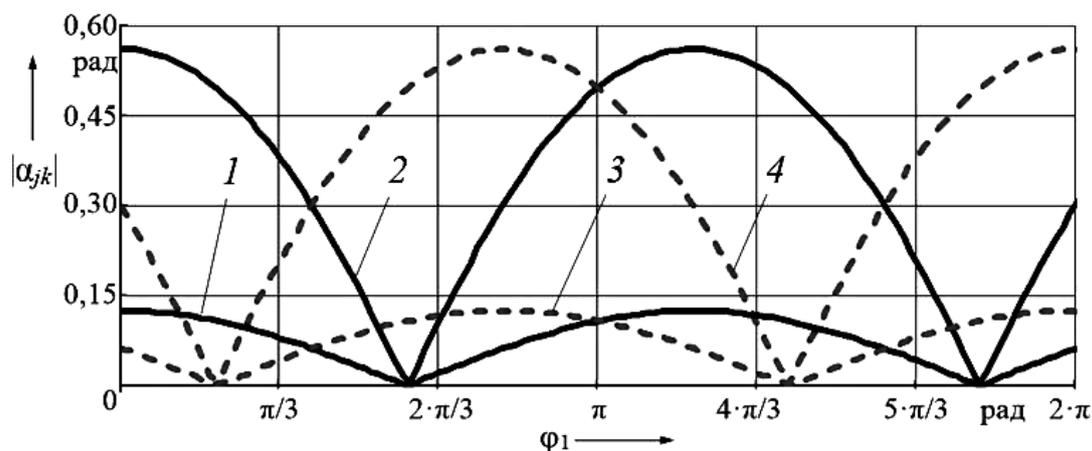


Рис. 4. Изменение углов подъема центральных профилей: 1 – $|\alpha_{10}(\varphi_1)|$; 2 – $|\alpha_{30}(\varphi_1)|$; 3 – $|\alpha_{11}(\varphi_1)|$; 4 – $|\alpha_{31}(\varphi_1)|$

Мгновенные значения углов подъема пространственных кривых не всегда удобны для использования в инженер-

ных методиках расчета и проектирования СРП. Для исследования геометрических параметров зацепления целесо-

образно использовать развертки кривых на плоскость.

Для построения развертки на плоскость $z_p(s)$ пространственной кривой, расположенной на сферической поверхности, необходимо провести следующие преобразования уравнения (4) с учетом замены в нем $\varphi = s/R_1$, где s – дуговая координата, отсчитываемая вдоль окружности в плоскости xOy .

$$\begin{aligned} z_p(s) &= R_1 \cdot \arcsin\left(\frac{z(s)}{R_1}\right) = \\ &= R_1 \cdot \arcsin\left(\sin\left(Z_j \cdot \frac{s}{R_1}\right) \cdot \sin(\Theta)\right). \end{aligned} \quad (19)$$

С учетом обратной замены ($s/R_1 = \varphi$) угол подъема кривых определится как

$$\begin{aligned} \operatorname{tg}(\alpha_j) &= \frac{d}{d\varphi} z_p(\varphi) = \\ &= \frac{R_1 \cdot Z_j \cdot \cos(Z_j \cdot \varphi) \cdot \sin(\Theta)}{\sqrt{1 - \sin^2(Z_j \cdot \varphi) \cdot \sin^2(\Theta)}}. \end{aligned} \quad (20)$$

Аналогом основной теоремы зацепления зубчатых передач для ППТК является зависимость

$$\frac{\operatorname{tg}(|\alpha_{3k}|)}{\operatorname{tg}(|\alpha_{1k}|)} = \frac{Z_3}{Z_1} = \operatorname{const}. \quad (21)$$

При выполнении условия (21) при любом значении k ($k = 1, 2 \dots n_s$) в передаче обеспечивается постоянство мгновенного передаточного отношения. Компьютерный анализ в системе Mathcad подтвердил постоянство отношений тангенсов углов для исследуемых передач, центровые кривые которых описываются уравнениями (2)–(4). При этом

исследовались отношения тангенсов углов подъема в зависимости от угла поворота ведущего вала. В уравнение (20) в качестве аргумента (вместо угла φ) подставлялись значения: для ведущего звена с одноперiodной беговой дорожкой – $\varphi_1/i_{12}^{(3)}$; для остановленного звена – $\varphi_1 \cdot (1 - 1/i_{12}^{(3)})$.

Выводы

Рассмотрены конструкция, структура и принцип работы сферической роликовой передачи с двухрядным сателлитом, описана ее математическая модель и определены основные геометрические параметры. Можно отметить, что СРП и прецессионные зубчатые передачи имеют схожие кинематические схемы. Однако СРП обеспечивает геометрическое замыкание высших кинематических пар и повышенную нагрузочную способность. Дополнительным преимуществом является расположение центра масс сателлита на оси передачи, что способствует еще большей уравновешенности механизма.

Получены зависимости для определения углов подъема центровых профилей сферических кулачковых поверхностей, образующих беговые дорожки. Компьютерный анализ в системе Mathcad подтвердил постоянство отношений тангенсов углов для исследуемых передач, центровые кривые которых описываются выведенными уравнениями. Теоретически полученные зависимости кинематических параметров (угловых скоростей) и постоянство мгновенного передаточного отношения также были подтверждены результатами компьютерного моделирования в системе NX и результатами экспериментальных исследований [8].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Лустенков, М. Е.** Расчет и проектирование сферических роликовых передач: [монография] / М. Е. Лустенков, Е. С. Лустенкова. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2017. – 177 с. : ил.
2. **Лустенков, М. Е.** Ключ для демонтажа ведущих колес грузовых автомобилей ЗИЛ и ГАЗ / М. Е. Лустенков // Автомобильная промышленность. – 2003. – № 5. – С. 24–25.
3. **Лустенков, М. Е.** Математическое и компьютерное моделирование угловой муфты сферической роликовой передачи / М. Е. Лустенков, Е. С. Лустенкова, И. И. Маковецкий // Вестн. Иркут. гос. техн. ун-та. – 2017. – Т. 21, № 3 (122). – С. 31–38.
4. **Лустенков, М. Е.** Механизм с изменяющимся углом между осями валов / М. Е. Лустенков, Е. С. Фитцова // Вестн. Брян. гос. техн. ун-та. – 2014. – № 1. – С. 46–50.
5. **Lustenkov, M. E.** Strength calculations for cylindrical transmissions with compound intermediate rolling elements / М. Е. Lustenkov // Int. J. of Mechanisms and Robotic Systems. – 2015. – Vol. 2, № 2. – P. 111–121.
6. **Лустенков, М. Е.** Определение КПД передач с составными промежуточными телами качения / М. Е. Лустенков // Изв. вузов. Машиностроение. – 2014. – № 6. – С. 13–19.
7. Сравнительный анализ различных типов центровых кривых кулачковых профилей сферических роликовых передач / М. Е. Лустенков, И. И. Маковецкий, Е. С. Лустенкова, Ю. В. Машин, В. Л. Комар // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2017. – № 3 (56). – С. 74–82.
8. **Лустенков, М. Е.** Теоретические и экспериментальные исследования сферических роликовых передач / М. Е. Лустенков, Е. С. Лустенкова // Вестн. Ижев. гос. техн. ун-та. – 2017. – Т. 20, № 1. – С. 23–27.

Статья сдана в редакцию 28 сентября 2018 года

Екатерина Сергеевна Лустенкова, ассистент, Белорусско-Российский университет.
E-mail: fittsova@gmail.com.

Виктор Леонидович Комар, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет.

Андрей Николаевич Моисеенко, зам. начальника по тыловому обеспечению, Могилевский институт МВД Республики Беларусь.

Максим Викторович Разгонов, магистрант, Белорусско-Российский университет.

Ekaterina Sergeyevna Lustenkova, assistant lecturer, Belarusian-Russian University. E-mail: fittsova@gmail.com.

Victor Leonidovich Komar, PhD, Associate Prof., Belarusian-Russian University.

Andrey Nikolayevich Moiseenko, deputy chief for logistics support, Mogilev Institute of the Ministry of Internal Affairs of the Republic of Belarus.

Maxim Viktorovich Razgonov, student, Belarusian-Russian University.

УДК 629.3

В. П. Тарасик, Ю. С. Романович, Р. В. Плякин

**УПРАВЛЕНИЕ ФРИКЦИОНАМИ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ
С ДЕМУЛЬТИПЛИКАТОРОМ**

UDC 629.3

V. P. Tarasik, Y. S. Romanovich, R. V. Plyakin

FRICITION CLUTCH CONTROL IN THE GEARBOX WITH A DEMULTIPLICATOR

Аннотация

Приведены результаты математического моделирования переходных процессов при переключении передач гидромеханической трансмиссии автомобиля. Определены показатели теплонапряжённости фрикционов коробки передач с демультипликатором. Предложен алгоритм управления фрикционами и дана оценка его эффективности.

Ключевые слова:

гидромеханическая передача, многоступенчатая коробка передач с тремя степенями свободы, делитель, демультипликатор, фрикционы переключения передач, показатели качества переходных процессов.

Abstract

The results of mathematical modeling of transient processes during gear shifting in the hydromechanical transmission of a vehicle are presented. Thermal stress ratings for friction clutches of the gearbox with a demultiplier are determined. An algorithm for friction clutch control is proposed and its efficiency is estimated.

Keywords:

hydromechanical transmission, multistage gearbox with three degrees of freedom, splitter, demultiplier, friction clutches of gear shift, quality ratings of transient processes.

На автомобилях, работающих в тяжёлых дорожных условиях, широкое применение получили гидромеханические передачи (ГМП). Они представляют собой сочетание механической многоступенчатой коробки передач и гидродинамического трансформатора (ГДТ). Гидротрансформатор обеспечивает плавное трогание автомобиля с места и устойчивое движение в условиях бездорожья без срыва грунта и повышенного буксования ведущих колёс автомобиля. Многоступенчатая коробка передач создаёт условия для рационального использования энергетических возможностей двигателя. Кроме того, ГМП позволяет сравнительно легко обеспечить автоматизацию управления переключением

передач и блокирование гидротрансформатора посредством фрикционов с гидравлическим приводом (фрикционных муфт и тормозов). Алгоритмы управления при этом реализует мехатронная система автоматического управления (МСАУ ГМП). В результате достигается существенное повышение эффективности работы автомобиля в реальных эксплуатационных условиях.

В процессе совершенствования конструкций ГМП постоянно наблюдается увеличение количества ступеней в коробке передач, что приводит к необходимости применения сложных кинематических схем с большим числом степеней свободы. В этом случае при переключении передач возникает необ-

ходимость одновременного управления несколькими фрикционами – некоторые из них подлежат выключению, а вместо них включаются другие фрикционы. Увеличение числа степеней свободы кинематической схемы коробки передач приводит к существенному усложнению системы управления фрикционами и снижению качества процесса управления ГМП.

Наиболее часто используются коробки передач с тремя степенями свободы. В этих коробках передач при переключениях ряда ступеней осуществляют выключение двух фрикционов, а вместо них включают два других фрикциона.

Коробки передач с тремя степенями свободы применяют в составе ГМП карьерных самосвалов Caterpillar, Komatsu, БелАЗ-75570, БелАЗ-7555Н и др. Аналогичные решения использует фирма Allison [1]. Коробки передач во всех этих ГМП планетарного типа. На серийных карьерных самосвалах БелАЗ грузоподъемностью 30, 40 и 55 т применяется ГМП с вальной многоступенчатой коробкой передач.

Структурно коробка передач с тремя степенями свободы представляет собой сочетание базовой коробки передач (БКП), выполненной по кинематической схеме с двумя степенями свободы, и дополнительного редуктора – делителя или демультипликатора, выполненного также по схеме с двумя степенями свободы. Делитель устанавливают перед БКП, а демультипликатор – после БКП. Делитель и демультипликатор обычно выполняют двухступенчатыми. В результате они позволяют удвоить количество ступеней базовой коробки передач.

В случае применения делителя каждая нечетная ступень коробки передач переключается посредством одновременного управления четырьмя фрикционами: два фрикциона выключаются, а вместо них включаются два других. Соотношение передаточных чисел делите-

ля $q_{\text{дел}}$ примерно равно значению показателя средней плотности ряда передаточных чисел коробки передач $q_{\text{ср}}$. Его величина в упомянутых ГМП находится в пределах $q_{\text{ср}} = 1,3 \dots 1,4$. Делитель может иметь прямую и понижающую передачи или прямую и повышающую. В первом варианте вращающий момент при переключении делителя может возрасти на входе БКП в $q_{\text{ср}}$ раз по сравнению с моментом M_T на турбине ГДТ, а во втором – не будет превышать M_T .

На карьерных самосвалах БелАЗ-7555В и БелАЗ-7555Е применяется ГМП с шестиступенчатой коробкой передач. Кинематическая схема коробки передач приведена на рис. 1. Она выполнена по схеме с демультипликатором и имеет три степени свободы. БКП трёхступенчатая и содержит передачу реверса. В таблице указаны передаточные числа и комбинации включаемых фрикционов на передачах.

Передачи БКП переключаются фрикционами $\Phi_1, \Phi_2, \Phi_3, \Phi_R$. Индексы в обозначениях фрикционов соответствуют номерам передач. Ступени демультипликатора переключаются фрикционами Φ_H и Φ_B понижающего и повышающего диапазонов соответственно. Переключение ступеней демультипликатора осуществляется при переходах $3 \rightarrow 4$ и $4 \rightarrow 3$, т. е. при переключениях между третьей и четвертой ступенями коробки передач.

При переходе $3 \rightarrow 4$ в БКП включается фрикцион первой передачи Φ_1 с передаточным числом $u_{\text{кп1}} = 2,036$. В результате фрикцион демультипликатора Φ_B нагружается двукратным моментом турбины ГДТ. Это приводит к тому, что практически всю работу трения при переключении передачи выполняет фрикцион повышающего диапазона демультипликатора Φ_B , а фрикцион первой передачи БКП Φ_1 замыка-

ется почти мгновенно, в течение сотых долей секунды. В связи с этим ресурс работы фрикциона Φ_B существенно

ниже в сравнении с остальными фрикционами коробки передач.

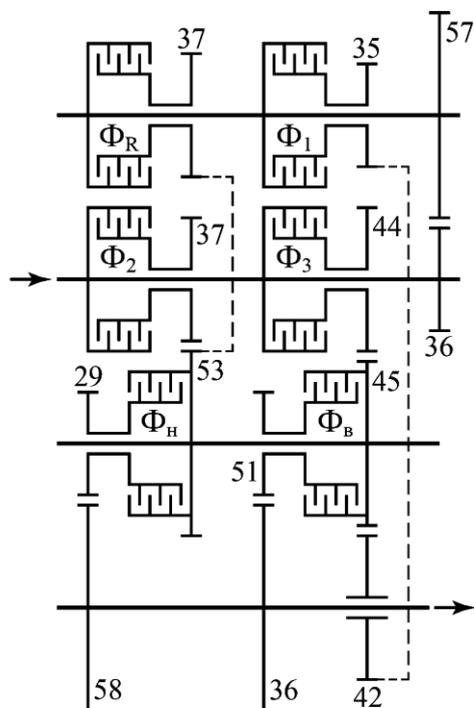


Рис. 1. Кинематическая схема коробки передач

В переходе $4 \rightarrow 3$ включаются фрикцион третьей передачи БКП Φ_3 и фрикцион понижающего диапазона демультипликатора Φ_H . Передаточное число третьей передачи БКП $u_{кпз} = 1,023$, поэтому моменты нагрузки фрикционов Φ_3 и Φ_H практически одинаковы и интервалы времени их буксования при переключении передачи $4 \rightarrow 3$ не различаются.

Таким образом, коробка передач ГМП, выполненная по кинематической схеме с демультипликатором, имеет органический недостаток по сравнению со схемой с делителем. Использование такой схемы приводит к высокой теплонпряжённости фрикциона повышающего диапазона демультипликатора. Этот вывод следует из результатов математиче-

Номер ступени	Включаемые элементы	Передаточное число
I	$\Phi_1 \Phi_H$	4,071
II	$\Phi_2 \Phi_H$	2,865
III	$\Phi_3 \Phi_H$	2,045
IV	$\Phi_1 \Phi_B$	1,437
V	$\Phi_2 \Phi_B$	1,011
VI	$\Phi_3 \Phi_B$	0,722
R	$\Phi_R \Phi_H$	-4,536

ского моделирования переходных процессов при переключении передач [2].

Цель исследования

Цель исследования – поиск алгоритма включения и параметров характеристик управления фрикционами коробки передач, выполненной по кинематической схеме с тремя степенями свободы, направленного на снижение теплонпряжённости фрикциона повышающего диапазона демультипликатора.

Методика исследования

Исследования проводились на основе математического моделирования. Использовалась динамическая модель системы двигатель–трансмиссия–автомобиль–дорога и математическая мо-

дель этой системы, приведенные в [3]. Имитировалось движение карьерного самосвала в условиях карьера «Ерунаковский» (г. Новокузнецк, Кемеровская обл., РФ). Параметры характеристик маршрута движения в этом карьере приведены в [4].

В качестве критериев оценки процессов управления переключением передач использовались следующие параметры: удельная мощность $P_{уд}$ и удельная работа $W_{уд}$ буксования фрикционов; время буксования $t_{б}$; максимальное приращение температуры поверхностного слоя фрикционных дисков $\Delta T_{п}$; приращение объемной температуры дисков $\Delta T_{об}$; градиенты температуры стальных дисков $grad T_{ст}$ и дисков с металлокерамическими фрикционными накладками $grad T_{мк}$; изменение относительных скоростей скольжения дисков в процессе буксования фрикционов $n_{ф}$; изменение вращающих моментов двигателя $M_{д}$ и турбины гидротрансформатора $M_{т}$; изменение частоты вращения вала двигателя $n_{д}$ и турбины $n_{т}$; максимальные значения вращающих моментов на входном M_{y2} и промежуточном M_{y3} валах коробки передач и на карданном валу трансмиссии M_{y4} ; максимальное и минимальное ускорения автомобиля в переходном процессе a_{max} и a_{min} ; величина падения скорости автомобиля Δv_a за время переключения передачи.

Результаты исследования

Моделирование процессов переключения передач $3 \rightarrow 4$ осуществлялось при различных характеристиках управления фрикционами базовой коробки передач Φ_1 и демультипликатора Φ_B . Рассмотрим вначале графики характеристик, представленные на

рис. 2, а–к. Они получены при одновременной подаче управляющих сигналов на включение фрикционов Φ_1 и Φ_B с одинаковыми характеристиками давлений, подаваемых в их гидроцилиндры. Эти характеристики формирует мехатронная система автоматического управления. Переключение передач осуществляется на основе алгоритмов, параметры которых приведены в [5].

Характеристики изменения давлений в гидроцилиндрах включаемых $p_{ф1}$, $p_{ф.в}$ и выключаемых $p_{ф3}$, $p_{ф.н}$ фрикционов, а также в гидроцилиндре фрикциона блокировки гидротрансформатора $p_{бл}$ показаны на рис. 2, а. В момент подачи сигнала МСАУ на переключение передачи давления $p_{ф3}$, $p_{ф.н}$ снижаются примерно в 2 раза. После заполнения гидроцилиндров включаемых фрикционов Φ_1 и Φ_B формируются характеристики давлений $p_{ф1}$ и $p_{ф.в}$, а гидроцилиндры фрикционов Φ_3 и $\Phi_н$ соединяются со сливом. Одновременно или с небольшим опережением выключается фрикцион блокировки ГТ. Полное время регулирования давлений $p_{ф1}$ и $p_{ф.в}$ принято равным $t_p = 0,9$ с (штрихпунктирная линия на рис. 2, а). Характеристики изменения давлений $p_{ф1} = f(t)$ и $p_{ф.в} = f(t)$ включаемых фрикционов Φ_1 и Φ_B приняты одинаковыми. Начальные значения давлений $p_{ф10} = p_{ф.в0} = 0,236$ МПа, а скорость нарастания давлений $dp_{ф1}/dt = dp_{ф.в}/dt = 1,1$ МПа/с. Если тот или иной фрикцион замыкается за более короткий интервал времени, чем принятое значение t_p , то давление сразу же поднимается до номинальной величины, как показано на рис. 2, а, что предотвращает его последующую разблокировку и буксование при возможном увеличении передаваемой нагрузки в переходном процессе.

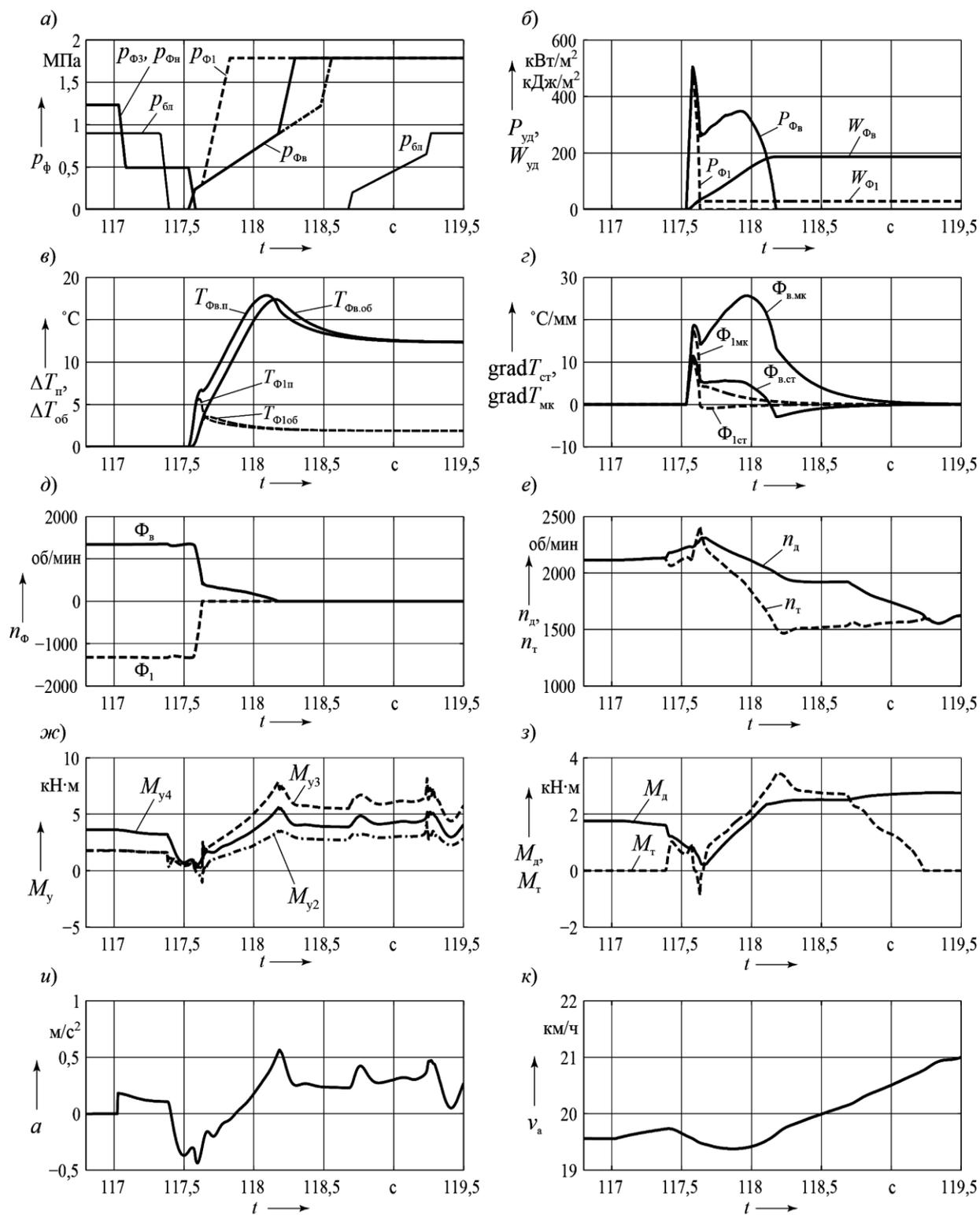


Рис. 2. Графики характеристик управления и показателей качества переходного процесса при переключении передач 3 → 4

Из рис. 2, б видно, что время буксования фрикциона Φ_1 составило лишь

0,097 с, а буксование фрикциона $\Phi_в$ продолжалось до 0,642 с, т. е. в 6,6 раз

дольше, что привело к более высокому нагреву фрикционных дисков (см. рис. 2, в). Отметим, что все фрикционы исследуемой ГМП конструктивно абсолютно одинаковы, но запас момента трения фрикциона Φ_1 на четвертой передаче в 2,036 раза выше, чем фрикциона Φ_B , что отмечалось ранее.

При принятых характеристиках давлений управления фрикционами Φ_1 и Φ_B относительные скорости скольжения их дисков вначале интенсивно падают (см. рис. 2, д). Но Φ_1 быстро замыкается, а Φ_B продолжает буксовать значительно дольше, чем Φ_1 , генерируя значительное количество тепловой энергии (см. рис. 2, б), что приводит к увеличению поверхностной и объёмной температуры его дисков (см. рис. 2, в).

На рис. 2, з показаны графики изменения градиентов температуры стальных дисков обоих включаемых фрикционов $\text{grad}T_{\text{ст1}}$, $\text{grad}T_{\text{ст.в}}$ и градиентов температуры дисков с фрикционными накладками $\text{grad}T_{\text{МК1}}$, $\text{grad}T_{\text{МК.в}}$ (в дальнейшем для краткости будем называть их фрикционными дисками). Значения градиентов температуры фрикционных дисков значительно выше, чем стальных, из-за различной теплопроводности их материалов: коэффициент теплопроводности стальных дисков $\lambda_{\text{ст}} = 43,6$ Вт/(м·К), а металлокерамической накладки $\lambda_{\text{МК}} = 15,5$ Вт/(м·К) (материал МК-5 [6]).

В начале периода буксования градиенты температуры стальных и фрикционных дисков обоих фрикционов примерно одинаковы, т. к. удельные мощности их буксования $P_{\text{уд}}$ совпадают (см. рис. 2, б). После замыкания фрикциона Φ_1 градиент температуры фрикционных дисков фрикциона Φ_B существенно возрастает, поскольку мощность трения его велика. Хотя относительная скорость скольжения его дисков $n_{\text{ф.в}}$ к этому моменту времени

значительно снизилась (см. рис. 2, д), но давление рабочей жидкости в гидрочилиндре продолжает возрастать (см. рис. 2, а).

Рассмотрим графики, характеризующие протекание вращающих моментов двигателя $M_{\text{д}}$, турбины ГДТ $M_{\text{т}}$ и моментов в упругих элементах трансмиссии $M_{\text{у2}}$, $M_{\text{у3}}$, $M_{\text{у4}}$. Отметим, что момент $M_{\text{т}}$ в заблокированном состоянии ГДТ на рис. 2, з равен нулю. Это обусловлено тем, что на этом режиме он не вычисляется, поэтому в модели он заменяется моментом на входном валу коробки передач $M_{\text{у2}}$.

В процессе переключения передач $3 \rightarrow 4$ моменты $M_{\text{д}}$ и $M_{\text{т}}$ вначале быстро падают, а $M_{\text{т}}$ и $M_{\text{у2}}$ кратковременно даже оказываются отрицательными, что обусловлено резким торможением входного вала коробки передач во время буксования фрикциона Φ_1 (см. рис. 2, б, ж и з). Это приводит к падению скорости автомобиля (см. рис. 2, к). Двигатель и турбина после размыкания фрикциона блокировки ГДТ разгоняются, что увеличивает скорости скольжения дисков фрикционов $n_{\text{ф1}}$, $n_{\text{ф.в}}$ и генерируемый тепловой поток (см. рис. 2, а, д и е). Очевидно, что предшествующее началу подачи управляющих давлений фрикционов Φ_1 и Φ_B выключение фрикциона блокировки ГДТ отрицательно сказывается на качестве процесса переключения передач. Однако с этим приходится мириться, чтобы исключить переключение передач при заблокированном ГДТ.

Изменение момента на карданном валу трансмиссии $M_{\text{у4}}$ приводит к соответствующему изменению ускорения автомобиля: в начальный период переключения передач оно отрицательно, а затем после замыкания фрикциона Φ_1 возрастает и достигает максимума в

момент замыкания фрикциона Φ_B (см. рис. 2, и). Это отрицательно сказывается на комфортности работы водителя.

В табл. 1 приведены значения критериев теплонапряжённости фрикционов Φ_1 и Φ_B при управлении их включением согласно рис. 2, а (исходный вариант управления). Очевидно, что условия работы фрикциона Φ_B гораздо более напряженные, чем фрикциона Φ_1 , что снижает его эксплуатационный ресурс. Особенно существенное влияние на работоспособность фрикциона оказывает градиент температуры дисков. От его величины зависят термические напряжения дисков, которые складываются с механическими напряжениями, возникающими под влиянием сил трения на поверхностях дисков и давления поршня, вызывающего осевой прогиб дисков. Наиболее уязвимыми являются фрикционные накладки, поскольку прочность используемой металлокерамики МК-5 значительно ниже прочности стальных дисков. В результате высоких напряжений происходит отслаивание и разрушение накладки, а также коробление стальных и фрикционных дисков. Поэтому для повышения ресурса фрикциона повышающего диапазона Φ_B коробки передач необходим поиск решения по снижению его теплонапряжённости.

Один из возможных вариантов решения этой проблемы – последовательное включение фрикционов Φ_B и Φ_1 : предварительно включается фрикцион повышающего диапазона Φ_B , а после его замыкания включается фрикцион первой передачи Φ_1 , завершая переключение передач $3 \rightarrow 4$.

На рис. 3, а–к представлены графики результатов моделирования, полученные при реализации такого алгоритма управления переключения передач. Рис. 3, а отображает характеристики управления фрикционами Φ_B и Φ_1 .

Непосредственно после выключения фрикционов Φ_H и Φ_3 предыдущей

передачи подаётся управляющий сигнал давления $p_{ф.в}$ на включение фрикциона Φ_B , а давление $p_{ф1}$ поддерживается на минимально возможном уровне, исключая снижение относительной скорости скольжения дисков и его замыкания до тех пор, пока не замкнётся фрикцион Φ_B . Предварительно подбираются подходящие параметры характеристики давления $p_{ф.в} = f(t)$: начальное значение давления $p_{ф.в0}$ и наклон характеристики его изменения $dp_{ф.в}/dt$ существенно снижаются. Это необходимо для обеспечения приемлемых показателей теплонапряжённости фрикциона Φ_B : снижения максимальных значений удельной мощности трения $P_{ф.в}$; приращения поверхностной температуры дисков $\Delta T_{п.в}$; градиентов стальных $grad T_{ст.в}$ и фрикционных дисков $grad T_{ф.в}$. Затем после последовательного варьирования параметрами характеристики управления давлением $P_{ф1}$ фрикциона Φ_1 добиваются приемлемой его тепловой нагруженности, оцениваемой теми же критериями, что и фрикциона Φ_B .

При выборе параметров характеристик управления фрикционами Φ_B и Φ_1 также обращается внимание на характер изменения и максимальные значения вращающих моментов на валах трансмиссии M_{y2} , M_{y3} , M_{y4} , ускорения a и скорости автомобиля v_a .

Графики процесса переключения передач $3 \rightarrow 4$ при использовании одного из вариантов предлагаемого способа управления представлены на рис. 3, а–к. Очевидно, что предельные значения критериев теплонапряжённости фрикционов Φ_B и Φ_1 в этом случае существенно ниже и благоприятнее в сравнении с обычным управлением (см. рис. 2, а).

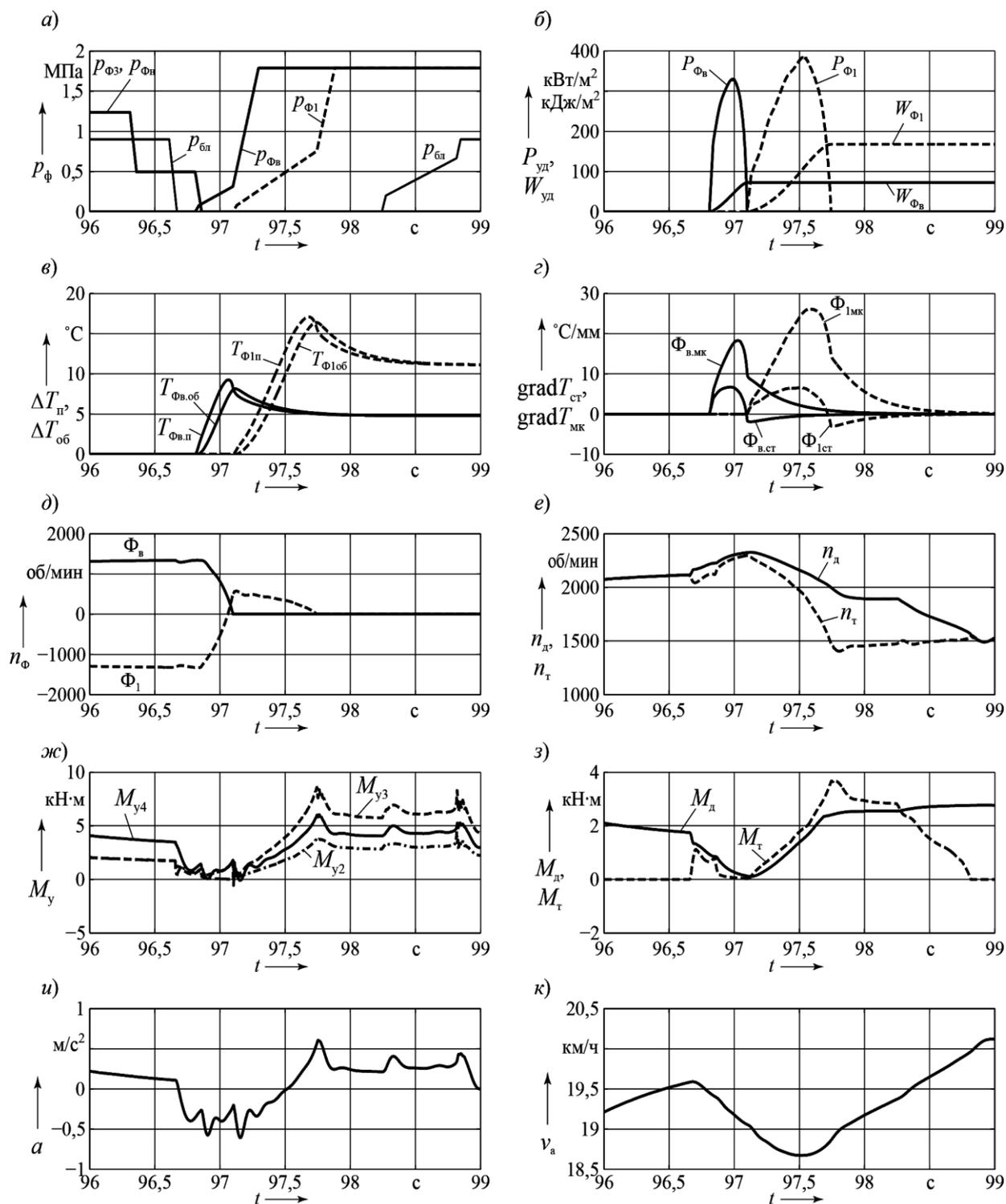


Рис. 3. Графики показателей качества переходного процесса при переключении передач с предлагаемым алгоритмом управления

В табл. 1 и 2 приведены значения критериев обоих сравниваемых процессов управления переключением пере-

дач, позволяющие оценить эффективность предлагаемого решения.

Табл. 1. Критерии оценки теплонапряжённости фрикционов переключения передач

Вариант управления	Фрикцион	Критерий оценки						
		P_{ϕ} , кВт/м ²	W_{ϕ} , кДж/м ²	t_{ϕ} , с	ΔT_{Π} , °С	$\Delta T_{об}$, °С	$grad T_{ст}$, °С/мм	$grad T_{МК}$, °С/мм
Исходный	Φ_1	480,50	28,58	0,097	5,65	1,89	10,87	17,44
	Φ_B	505,30	186,60	0,642	17,88	12,36	11,45	25,67
Изменённый	Φ_1	384,90	167,60	0,644	17,09	11,14	6,56	26,16
	Φ_B	329,80	72,28	0,289	9,24	4,78	6,69	18,27

Табл. 2. Критерии качества переходных процессов при переключении передач

Вариант управления	Критерий оценки							
	M_{y2} , кН·м	M_{y3} , кН·м	M_{y4} , кН·м	a_{max} , м/с ²	a_{min} , м/с ²	Δv_a , км/ч	n_{dmax} , об/мин	n_{tmax} , об/мин
Исходный	3,503	7,847	5,583	0,565	-0,438	0,36	2310	2412
Изменённый	3,795	8,560	6,042	0,607	-0,608	0,92	2327	2298

На рис. 4, *a* и *б* показаны графики градиентов температуры дисков фрикционов Φ_B и Φ_1 при исходном и изменённом управлении в увеличенном масштабе, позволяющие детально рассмотреть особенности их характеристик и сравнить полученные результаты. Градиенты температуры фрикционных дисков $grad T_{МК.B}$ и $grad T_{МК1}$ гораздо выше, чем стальных дисков $grad T_{ст.B}$ и $grad T_{ст1}$. После замыкания фрикциона Φ_B накопленная его стальными дисками тепловая энергия начинает передаваться фрикционным дискам, что на графиках рис. 4, *a* и *б* выражается в изменении знака градиента стальных дисков $grad T_{ст.B}$. Аналогичный процесс характерен и для фрикциона Φ_1 . Знакопеременное изменение градиентов температуры отрицательно сказывается на устойчивости дисков против

коробления.

На рис. 5, *a* и *б* с этой же целью представлены графики изменения моментов на валах трансмиссии в обоих вариантах управления. Видно, что предлагаемый вариант управления приводит к сравнительно небольшому увеличению нагрузок в трансмиссии. Повторные пики моментов M_{y2} , M_{y3} , M_{y4} , возникающие через 1,1 с после замыкания фрикциона Φ_B демультипликатора в первом варианте управления или фрикциона Φ_1 коробки передач во втором варианте, обусловлены включением фрикциона блокировки гидротрансформатора.

Графики на рис. 6, *a* и *б* дают представление о характере изменения скоростей вращения валов коробки передач в переходном процессе переключения передач.

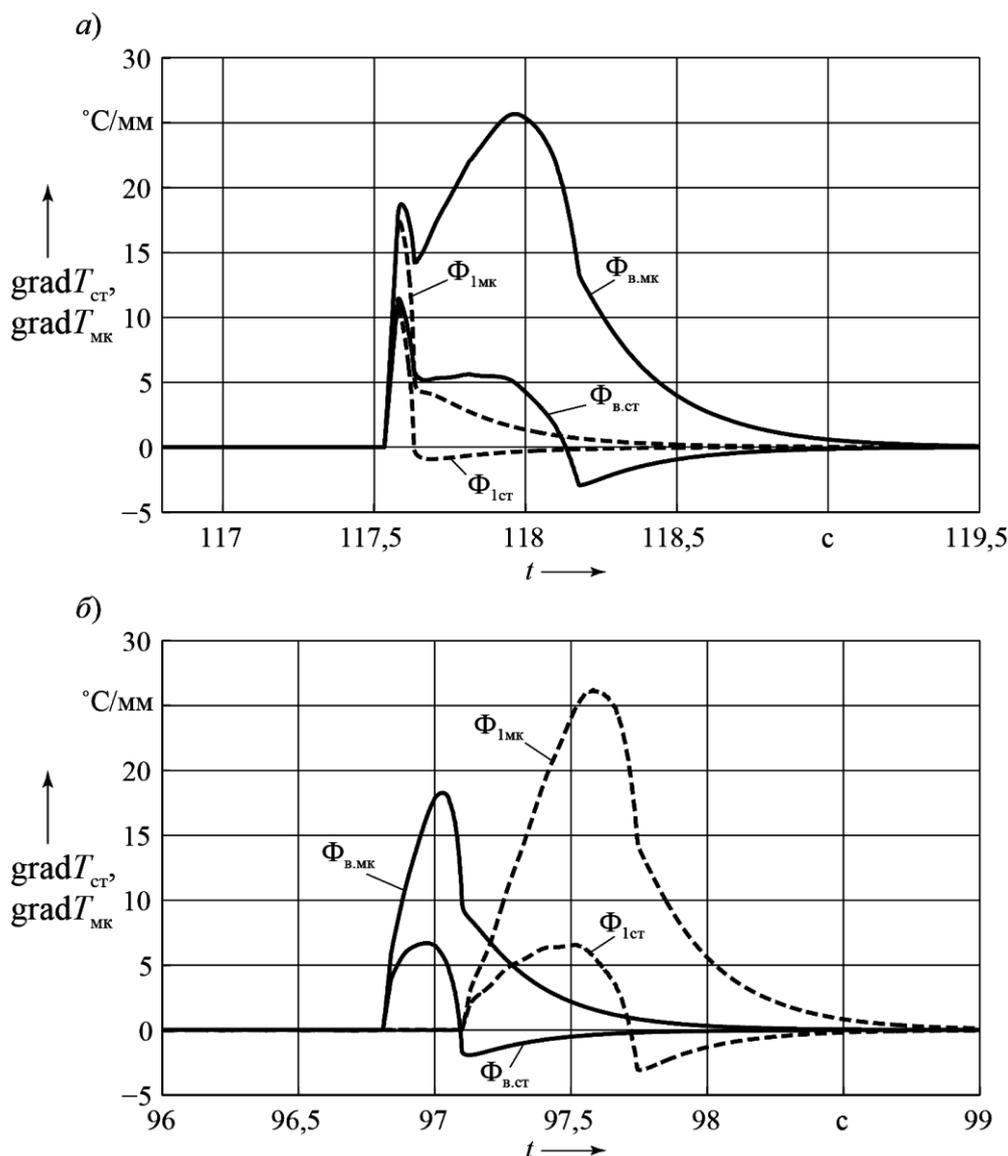


Рис. 4. Графики градиентов температуры дисков фрикционов

Из рис. 6, а видно, что при исходном варианте управления вначале происходит резкий заброс скорости вращения входного вала коробки передач $n_{\text{ВХ}}$ (вала турбины ГДТ), а затем в основном под воздействием момента трения фрикциона $\Phi_{\text{В}}$ происходит постепенное её снижение до величины, определяемой передаточным числом включаемой передачи. Скорость же вращения промежуточного вала коробки передач $n_{\text{ПР}}$ вначале резко падает по причине быст-

рого замыкания фрикциона Φ_1 . В дальнейшем она постепенно снижается под влиянием момента трения фрикциона $\Phi_{\text{В}}$. Скорость вращения выходного вала коробки передач $n_{\text{ВЫХ}}$ за время переключения передачи изменяется незначительно. Такой характер изменения скоростей вращения валов приводит к отрицательному забросу момента нагрузки промежуточного вала коробки передач (см. рис. 5, а).

На рис. 6, б показаны графики из-

менения скоростей вращения валов коробки передач $n_{вх}$, $n_{пр}$ и $n_{вых}$ в предлагаемом варианте управления переключением передач. В этом случае скорость вращения промежуточного вала коробки передач $n_{пр}$ быстро падает до конечного значения, а скорость входного вала $n_{вх}$ постепенно снижается, причём в этом

варианте управления нет такого её резкого заброса, как это имеет место в исходном варианте. Изменения скорости $n_{вых}$ в обоих случаях аналогичны. Очевидно, что изменение способа управления переключением передач практически не оказало влияния на динамические нагрузки валов трансмиссии.

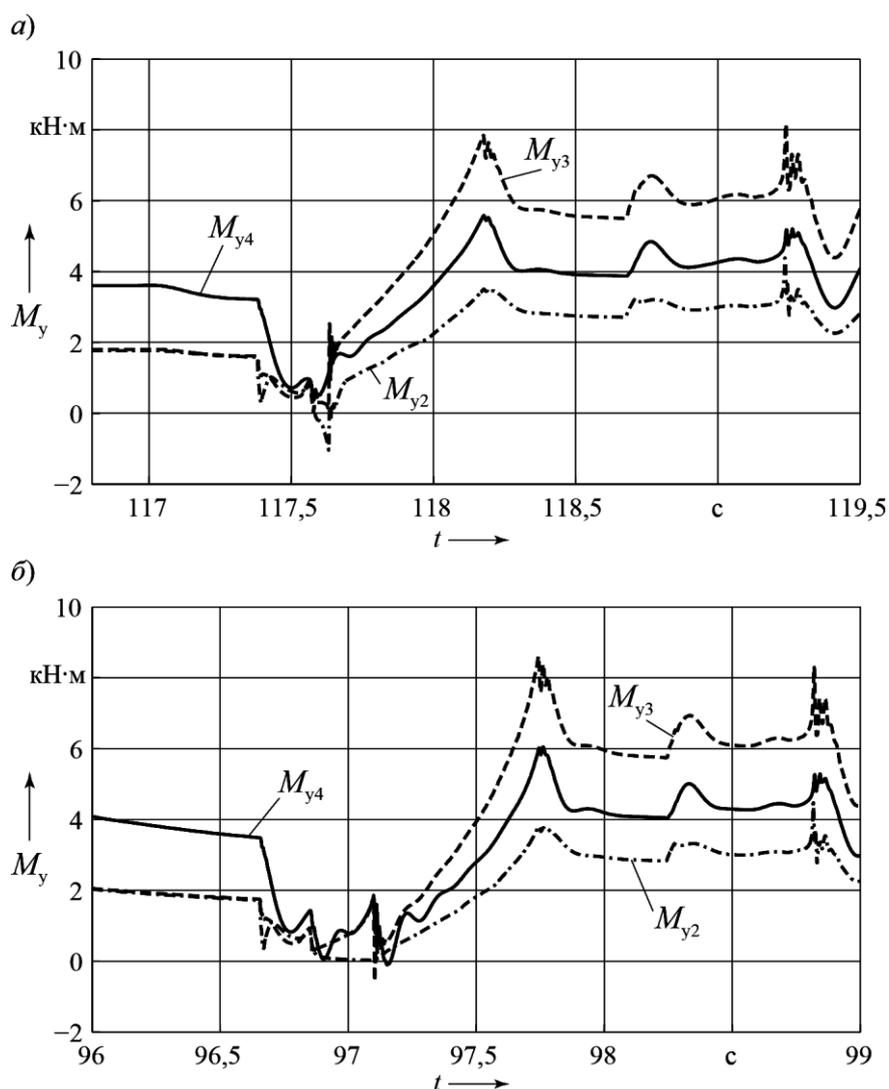


Рис. 5. Графики моментов на валах трансмиссии

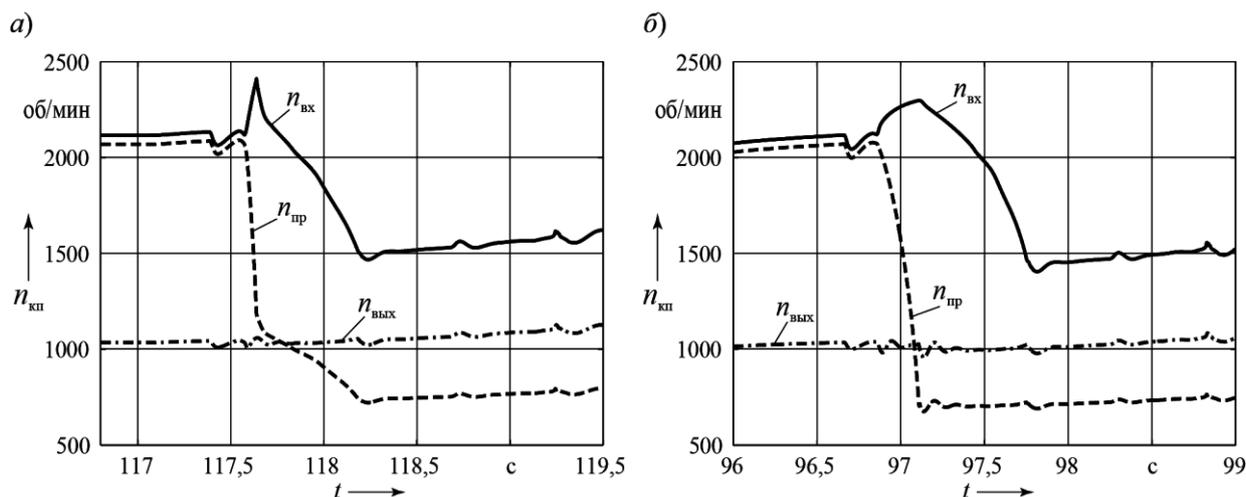


Рис. 6. Графики скоростей вращения валов коробки передач

Выводы

1. На многих автомобилях, предназначенных для работы в тяжёлых дорожных условиях (глубокие карьеры, бездорожье, крайний север, тайга и др.), применяют гидромеханические трансмиссии с многоступенчатыми коробками передач, выполняемыми по кинематическим схемам с тремя степенями свободы. Используются два варианта их конструктивного исполнения – с делителем или с демультипликатором. Для коробки передач с демультипликатором характерна проблема высокой теплонапряжённости фрикциона повышающего диапазона, что нередко сказывается на сокращении ресурса его работы.

2. Решение проблемы снижения теплонапряжённости фрикциона повы-

шающего диапазона демультипликатора возможно на основе соответствующего алгоритма управления переключением передач, в котором задействован этот фрикцион.

3. Предложен способ совместного управления фрикционами коробки передач и демультипликатора и на основе математического моделирования исследована эффективность его использования. Приведены значения критериев эффективности для конкретной гидромеханической передачи.

4. Фрикционы демультипликатора коробки передач с тремя степенями свободы целесообразно располагать на выходном валу. Конструктивные параметры фрикционов в этом случае будут приняты в соответствии с передаваемыми ими нагрузками.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Диагностирование гидромеханических передач : монография / Н. Н. Горбатенко [и др.] ; под общ. ред. д-ра техн. наук, проф. В. П. Тарасика. – Могилёв : Белорус.-Рос. ун-т, 2010. – 511 с.
2. Тарасик, В. П. Переключение передач карьерного самосвала с ГМП / В. П. Тарасик, Ю. С. Романович // Автомобильная промышленность. – 2018. – № 8. – С. 12–20.
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 (34). – С. 107–117.

4. Прогнозирование нагруженности механизмов гидромеханической трансмиссии карьерного самосвала на основе математического моделирования / В. П. Тарасик, Р. В. Плякин, Ю. С. Романович, В. С. Савицкий, В. В. Региня // Грузовик. – 2013. – № 6. – С. 24–36.

5. Тарасик, В. П. Синтез алгоритма автоматического переключения передач автомобиля с гидромеханической трансмиссией / В. П. Тарасик // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2013. – № 1 (38). – С. 46–58.

6. Тарасик, В. П. Математическая модель теплопередачи в дисковых фрикционах переключения передач трансмиссии / В. П. Тарасик // Автомобильная промышленность. – 2016. – № 9. – С. 15–21.

7. Тарасик, В. П. Математическое моделирование технических систем : учебник / В. П. Тарасик. – Минск : Новое знание ; Москва : ИНФРА-М, 2017. – 592 с.

Статья сдана в редакцию 10 октября 2018 года

Владимир Петрович Тарасик, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет.
E-mail: avtobru@gmail.com.

Юрий Сергеевич Романович, ст. преподаватель, Белорусско-Российский университет.
Тел.: +375-222-25-36-45.

Роман Владимирович Плякин, ст. преподаватель, Белорусско-Российский университет.
Тел.: +375-222-25-28-30.

Vladimir Petrovich Tarasik, DSc (Engineering), Prof., Belarusian-Russian University.
E-mail: avtobru@gmail.com.

Yury Sergeyevich Romanovich, senior lecturer, Belarusian-Russian University. Phone: +375-222-25-36-45.

Roman Vladimirovich Pliakin, senior lecturer, Belarusian-Russian University. Phone: +375-222-25-28-30.

УДК 621.9.047:669:538.8

В. М. Шеменков, М. А. Белая, А. Л. Шеменкова, О. В. Обидина

ВЛИЯНИЕ ОБРАБОТКИ ТЛЕЮЩИМ РАЗРЯДОМ НА СТРУКТУРУ, ФАЗОВЫЙ СОСТАВ И ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ ИНСТРУМЕНТАЛЬНЫХ ШТАМПОВЫХ СТАЛЕЙ

UDC 621.9.047:669:538.8

V. M. Shemenkov, M. A. Belaya, A. L. Shemenkova, O. V. Abidzina

EFFECT OF GLOW DISCHARGE TREATMENT ON STRUCTURE, PHASE COMPOSITION AND WEAR RESISTANCE OF TOOL DIE STEELS

Аннотация

Представлены результаты исследования структуры, фазового состава, твердости и износостойкости инструментальных штамповых сталей 5Х3В3МФС, Х12 промышленной плавки после непосредственной классической термической обработки и последующей обработки при различных энергетических характеристиках тлеющего разряда.

Ключевые слова:

тлеющий разряд, структура, фазовый состав, штамповая сталь, модифицирующая обработка, поверхностный слой, износостойкость.

Abstract

The paper presents results of the research into the structure, phase composition, hardness and wear resistance of industrially smelted 5X3B3MFC and X12 tool die steels after their direct classical heat treatment and subsequent processing at different energy characteristics of the glow discharge.

Keywords:

glow discharge, structure, phase composition, die steel, modifying treatment, surface layer, wear resistance.

Введение

Производство и эксплуатация инструментальной оснастки, предназначенной для получения продукции методом пластического деформирования, сопряжены с необходимостью использования дорогостоящих материалов, обслуживающего персонала высокой квалификации и уникального станочного оборудования. В этой связи штамповая оснастка приобретает высокую стоимость, которая до 30 % ложится на себестоимость готовой продукции.

Основной задачей при проектировании, изготовлении и обслуживании

штамповой оснастки является повышение ее срока службы.

Учитывая ведущую роль поверхностного слоя в определении эксплуатационных свойств изделий из сталей, в последнее время уделяется большое внимание внедрению технологий модифицирующей обработки.

Одним из перспективных способов повышения твердости и износостойкости поверхности изделий является обработка тлеющим разрядом постоянного тока, возбуждаемым в среде остаточных атмосферных газов [1]. Проведенные исследования указывают на изменение структуры сталей [2–4], твердых спла-

вов [5, 6] и покрытий [7], а также повышение их твердости и износостойкости.

Целью работы являлось изучение воздействия модифицирующей обработки импульсным тлеющим разрядом на структурно-фазовые превращения, протекающие в поверхностном слое инструментальных сталей, используемых для изготовления штампов, и влияние их на повышение микротвердости и износостойкости рабочих поверхностей оснастки.

Исследования проводились на штамповых сталях 5Х3В3МФС и Х12. Выбор указанных марок продиктован большим интересом для практики инструментального производства, заключающимся в исследовании влияния обработки тлеющим разрядом на эксплуатационные свойства материалов, используемых для изготовления оснастки, как для горячей, так и холодной штамповки.

Образцы из исследованных сталей предварительно подвергались классической термической обработке:

– сталь 5Х3В3МФС (ДИ23) ГОСТ 5950–2000 промышленной плавки. Образцы были подвергнуты закалке в масле с 1130 °С (выдержка 1 ч 30 мин) с последующим отпуском при 550 °С в течение 2 ч;

– сталь Х12 ГОСТ 5950–2000 промышленной плавки. Образцы были подвергнуты закалке в масле с 970 °С (выдержка 1 ч 30 мин) с последующим отпуском при 180 °С в течение 1,5 ч.

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

Применялись электронно-микроскопический, рентгеноструктурный методы анализа фазового состава, структуры поверхностных слоев и испытание на износостойкость.

Образцы из исследуемых сталей были изготовлены в форме образцов для пары трения с контртелом в виде ролика (рис. 1).

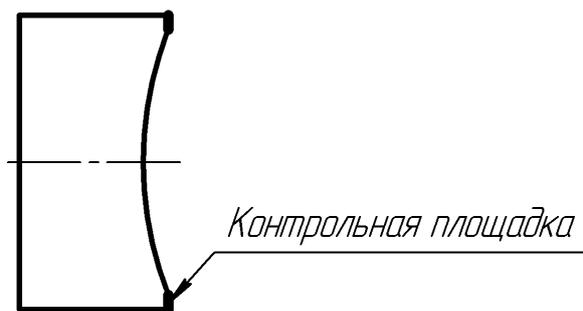
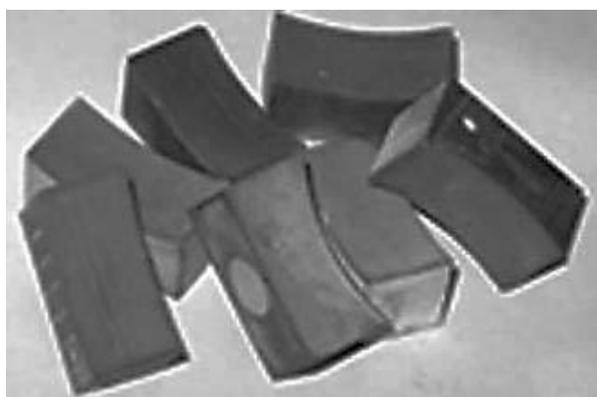


Рис. 1. Образцы, используемые для проведения исследований

Исследования проводились на образцах в исходном состоянии, соответствующем классической термической обработке, и обработанных при разных энергетических характеристиках разряда.

Первому режиму соответствовала обработка исследуемых образцов разрядом удельной мощности горе-

ния 0,2 кВт/м² ($U = 1000$ В, $I = 25$ мА), второму – 0,5 кВт/м² ($U = 3000$ В, $I = 50$ мА), а третьему – 1 кВт/м² ($U = 3000$ В, $I = 75$ мА). Время обработки составило 30 мин.

Металлографический и электронно-микроскопический анализы поверхностного слоя образцов проводились

при помощи сканирующего электронного микроскопа Tescan VEGA 2SBA по контрольной площадке образцов (см. рис. 1). Подготовка контрольной площадки осуществлялась по стандартной методике.

Рентгеноструктурный анализ осуществлялся на автоматизированном рентгеновском комплексе, на базе дифрактометра ДРОН-3М с применением монохроматизированного $\text{CoK}\alpha$ -излучения. В качестве кристалла-монохроматора использовали пластину пиролитического графита. Рентгеновская съемка выполнялась при напряжении $U = 25$ кВ, токе $J = 12$ мА в режиме сканирования (по точкам) с шагом $0,1^\circ$. Продолжительность набора импульсов в каждой точке составляла до 20 с, при этом съемка велась в интервале углов рассея-

ния $2\theta = 25 \dots 130^\circ$.

Измерение твердости рабочей поверхности образцов осуществлялось по контрольной площадке на твердомере ZwickRoell ZHV 1M путем вдавливания алмазного наконечника под действием нагрузки 0,98 Н.

Исследование влияния обработки в тлеющем разряде на износостойкость производилось на машине для испытания материалов на трение и износ СМТ-1.

На основании металлографического исследования (рис. 2) можно сделать вывод, что обработка стали 5ХЗВЗМФС тлеющим разрядом не приводит к видимым изменениям структуры. Во всех случаях она имеет структуру мартенсита с мелкими включениями карбидов легирующих элементов.

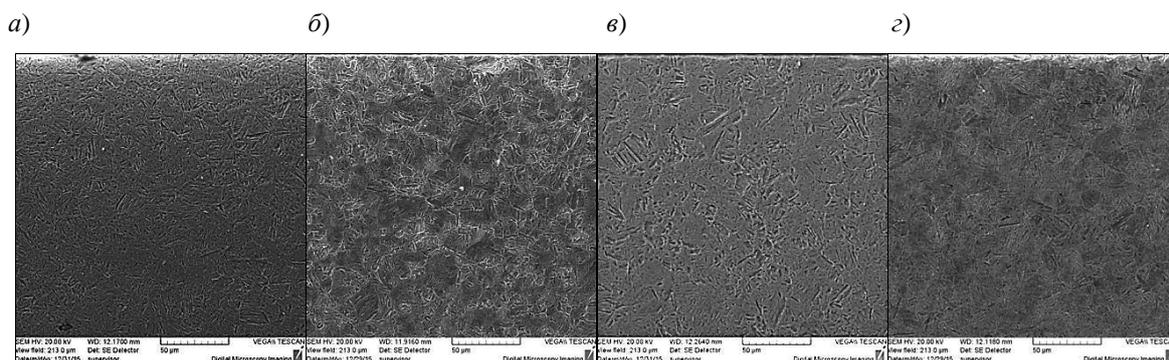


Рис. 2. Структура стали 5ХЗВЗМФС: а – до обработки тлеющим разрядом; б – после обработки тлеющим разрядом по первому режиму; в – после обработки тлеющим разрядом по второму режиму; г – после обработки тлеющим разрядом по третьему режиму

На рис. 3 представлены фрагменты дифрактограмм стали 5ХЗВЗМФС до и после модифицирующей обработки в тлеющем разряде с различными параметрами его горения.

Анализ дифрактограмм показывает, что в исходном состоянии сталь содержит мартенсит (α -Fe). Параметр решетки α -фазы составляет 0,28720 нм (табл. 1), что значительно превышает параметр решетки феррита (0,28664 нм). Это однозначно указывает на формиро-

вание пересыщенного твердого раствора углерода и легирующих элементов в α -Fe-мартенсите. Физическое уширение дифракционных линий (220) от мартенситной фазы имеет значения $38,8 \cdot 10^{-3}$ рад (см. табл. 1). Увеличение этого параметра после обработки стали тлеющим разрядом (режимы 2 и 3) свидетельствует о повышении плотности дефектов кристаллического строения, что, в свою очередь, должно привести к повышению твердости.

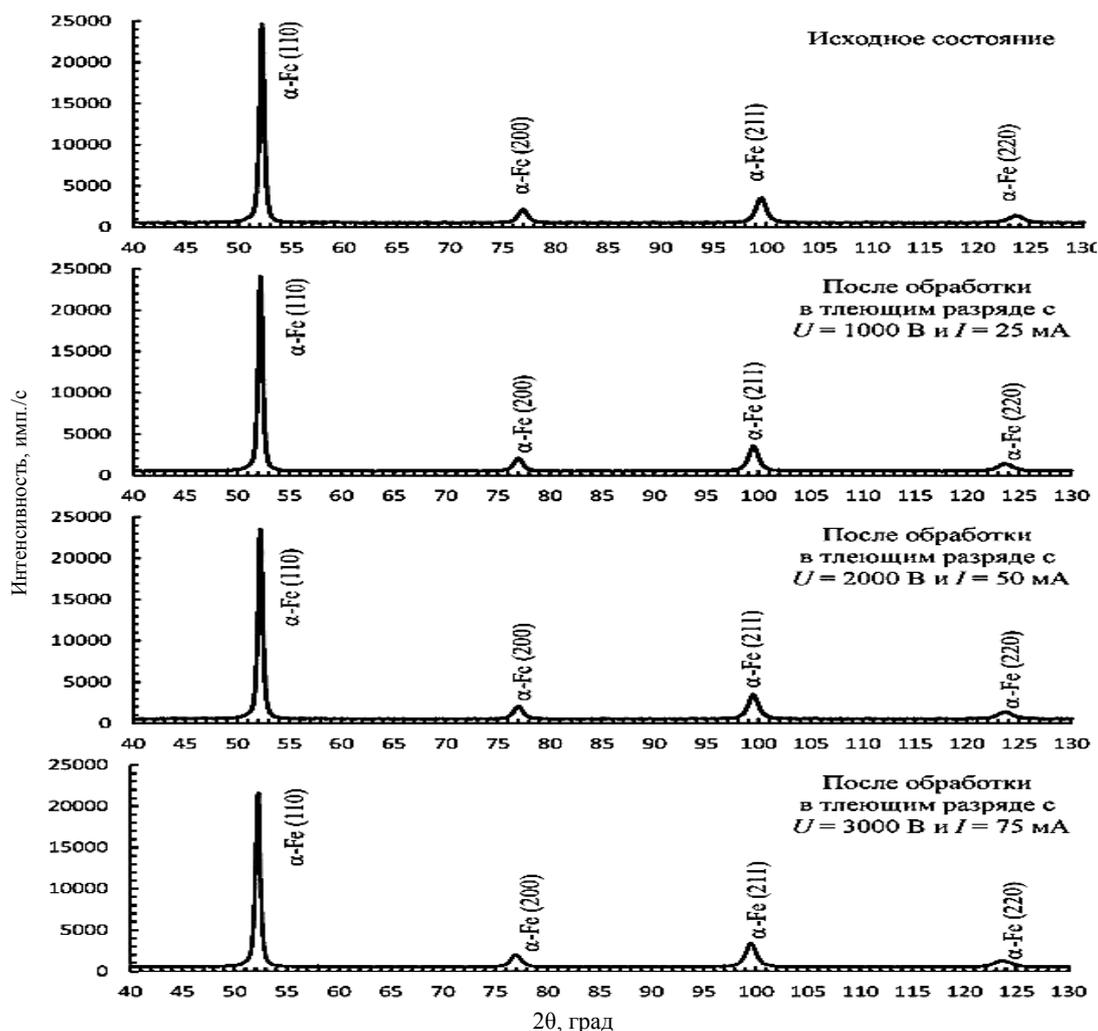


Рис. 3. Фрагменты дифрактограмм стали 5X3B3MFC до и после модифицирующей обработки в тлеющем разряде с различными параметрами горения

В результате металлографического анализа выявлено, что обработка стали X12 тлеющим разрядом приводит к измельчению карбидной фазы и перераспределению ее в поверхностном слое глубиной до 30 мкм (рис. 4). Также наблюдается изменение формы карбидных включений с пластинчатой на сферическую.

На основании рентгеноструктурного анализа установлено, что в исходном состоянии сталь содержит мартенсит α -Fe, остаточный аустенит γ -Fe, а также некоторое количество карбидов M_3C (рис. 5). Параметр решетки α -фазы составляет 0,28734 нм (табл. 2), что существенно превышает параметр решетки феррита (0,28664 нм) вследствие присутствия

атомов углерода в междоузлиях объемно-центрированной кубической (ОЦК) решетки мартенситной фазы.

Физическое уширение дифракционных линий от мартенситной фазы имеет достаточно высокие значения $72,8 \cdot 10^{-3}$ рад (см. табл. 2). При этом величины физического уширения дифракционных линий пропорциональны $\text{tg}\theta$ ($\beta_{220}/\beta_{110} \approx \text{tg}\theta_{220}/\text{tg}\theta_{110}$). Указанное свидетельствует о том, что физическое уширение дифракционных линий преимущественно обусловлено высокой плотностью дефектов кристаллического строения (дислокаций, двойников и т. п.), что является характерным для мартенсита в сталях.

Табл. 1. Параметр решетки a , интегральная интенсивность J и физическое уширение β дифракционных линий стали 5Х3В3МФС

Образец	Линия (220)			
	a , нм		J , имп	β , 10^{-3} рад
	эксперимент	эталон [8]		
Исходный	0,28720	0,28664	24 603	38,8
$U = 1000$ В, $I = 25$ мА	0,28711		24 060	37,5
$U = 3000$ В, $I = 50$ мА	0,28714		23 502	40,2
$U = 3000$ В, $I = 75$ мА	0,28709		21 249	40,4

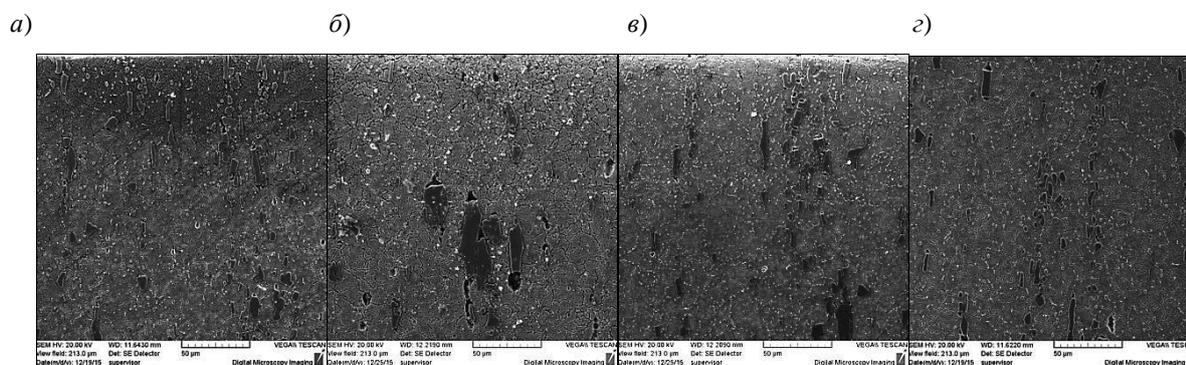


Рис. 4. Структура стали X12: a – до обработки тлеющим разрядом; b – после обработки тлеющим разрядом по первому режиму; v – после обработки тлеющим разрядом по второму режиму; z – после обработки тлеющим разрядом по третьему режиму

Табл. 2. Фазовый состав, количество остаточного аустенита $A_{ост}$, параметр решетки a , физическое уширение β дифракционных линий и плотность дислокаций ρ

Образец	Фазовый состав	$A_{ост}$, %	$a_{\alpha-Fe_3}$, нм		β_{110} , 10^{-3} рад	β_{220} , 10^{-3} рад	ρ , $см^{-2}$
			эксперимент	эталон [8]			
Исходный	α , γ , M_3C	33,7	0,28734	0,28664	14,1	72,8	$2,1 \cdot 10^{12}$
$U = 1000$ В, $I = 25$ мА	α , γ , M_3C	34,1	0,28742		18,0	100,6	$3,4 \cdot 10^{12}$
$U = 3000$ В, $I = 50$ мА	α , γ , M_3C	31,1	0,28737		16,5	60,0	$2,9 \cdot 10^{12}$
$U = 3000$ В, $I = 75$ мА	α , γ , M_3C	31,4	0,28745		18,0	71,8	$3,5 \cdot 10^{12}$

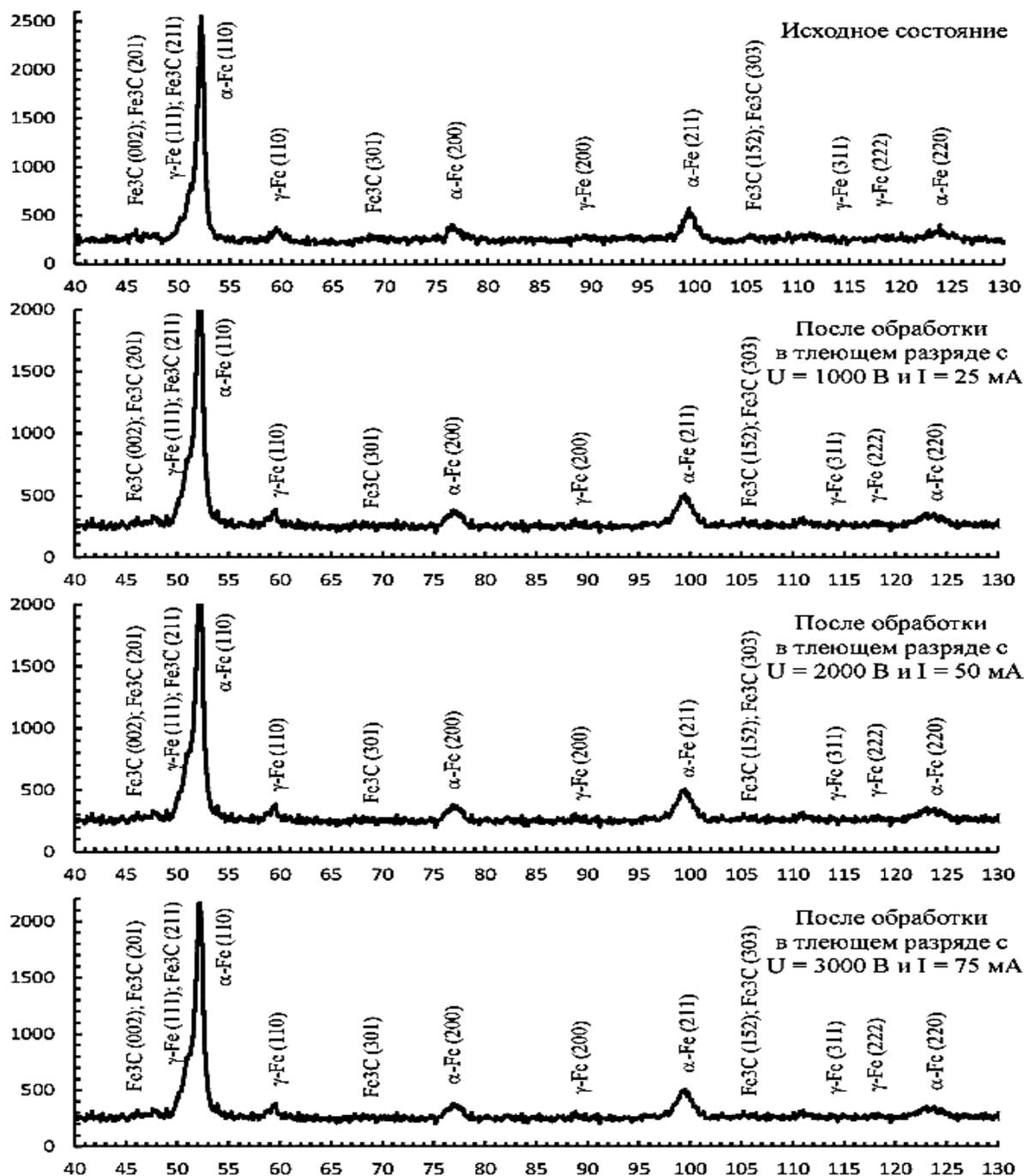


Рис. 5. Фрагменты дифрактограмм стали X12 до и после модифицирующей обработки в тлеющем разряде с различными параметрами горения

Обработка образцов стали тлеющим разрядом с различными параметрами горения не приводит к качественному изменению их фазового состава (см. рис. 5). Вместе с тем после обработки регистрируется некоторое увеличение параметра решетки α -фазы, что

может быть обусловлено увеличением концентрации в мартенситной фазе атомов внедрения. Обработка стали с маркировкой X12 приводит также к снижению величин физического уширения дифракционных линий α -фазы, что может быть обусловлено снижением плот-

ности дефектов в процессе обработки. Несмотря на снижение плотности дефектов в мартенситной фазе, увеличение концентрации в ней атомов внедрения приводит к повышению микротвердости и износостойкости образцов из стали X12.

Исследовалась зависимость приращения микротвердости и коэффициента износостойкости от основных факторов процесса обработки в тлеющем разряде, которая была аппроксимирована полиномом второй степени, отвечающим требованию ротатбельности и адекватно представляющим эксперимент.

В результате статистической обработки экспериментальных данных получены зависимости приращения микротвердости H'_{HV} и коэффициента k_L износостойкости образцов в натуральном выражении, справедливые для обработки тлеющим разрядом с напряжением горения от 0,5 до 3,5 кВ, силой тока от 20 до 80 мА и временем обработки от 10 до 50 мин.

Приращения твердости для стали 5ХЗВЗМФС

$$\begin{aligned}
 H'_{HV\ 5X3B3MFC} = & 108,7 + 0,5\left(\frac{U-2,0}{0,7}\right) + \\
 & + 0,6\left(\frac{J-0,25}{0,075}\right) + 0,7\left(\frac{T-30}{10}\right) - \\
 & - 0,1\left(\frac{U-2,0}{0,7}\right)\left(\frac{J-0,25}{0,075}\right) - \\
 & - 3\left(\frac{U-2,0}{0,7}\right)\left(\frac{T-30}{10}\right) - \\
 & - 0,5\left(\frac{J-0,25}{0,075}\right)\left(\frac{T-30}{10}\right) + \\
 & + 1,3\left(\frac{U-2,0}{0,7}\right)^2 - 1,2\left(\frac{J-0,25}{0,075}\right)^2 - \\
 & - 1,9\left(\frac{T-30}{10}\right)^2. \quad (1)
 \end{aligned}$$

Приращения твердости для стали X12

$$\begin{aligned}
 H'_{HV\ X12} = & 113,7 + 0,4\left(\frac{U-2,0}{0,7}\right) + \\
 & + 0,5\left(\frac{J-0,25}{0,075}\right) + 0,3\left(\frac{T-30}{10}\right) - \\
 & - 0,8\left(\frac{U-2,0}{0,7}\right)\left(\frac{J-0,25}{0,075}\right) - \\
 & - 0,3\left(\frac{U-2,0}{0,7}\right)\left(\frac{T-30}{10}\right) - \\
 & - 1,4\left(\frac{J-0,25}{0,075}\right)\left(\frac{T-30}{10}\right) + \\
 & + 0,7\left(\frac{U-2,0}{0,7}\right)^2 - 2,5\left(\frac{J-0,25}{0,075}\right)^2 - \\
 & - 0,9\left(\frac{T-30}{10}\right)^2. \quad (2)
 \end{aligned}$$

Графические интерпретации полученных моделей, показывающие зависимость приращения износостойкости образцов от двух технологических факторов обработки тлеющим разрядом при значении третьего, находящегося на основном уровне ($J = 0,25$ А/м², $T = 30$ мин, $U = 2,0$ кВ), представлены на рис. 6 и 7.

Как видно из графической интерпретации полученных зависимостей, максимальное приращение твердости (15...20 %) наблюдается при обработке сталей тлеющим разрядом с напряжением горения $U = 3,2$ кВ, плотностью тока $J = 0,25$ А/м² на протяжении времени 20...30 мин.

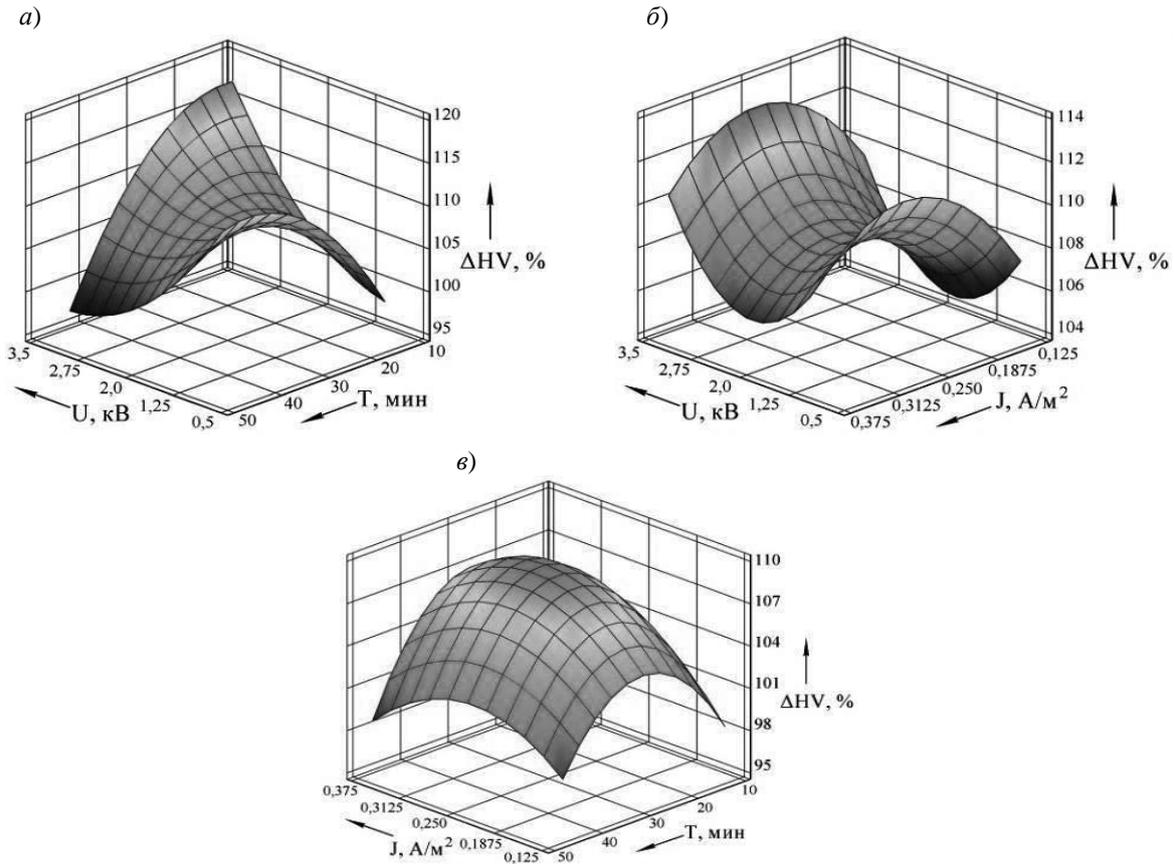


Рис. 6. Влияние напряжения горения тлеющего разряда U и времени обработки T (а), напряжения горения тлеющего разряда U и плотности тока J (б), плотности тока J и времени обработки T (в) на приращение поверхностной твердости образцов из стали 5Х3В3МФС

Приращение коэффициента изно-
состойкости для стали 5Х3В3МФС

$$\begin{aligned}
 k_{L\ 5Х3В3МФС} = & 1,323 + 0,006\left(\frac{U-2,0}{0,7}\right) + \\
 & + 0,017\left(\frac{J-0,25}{0,075}\right) - 0,129\left(\frac{T-30}{10}\right) + \\
 & + 0,145\left(\frac{U-2,0}{0,7}\right)\left(\frac{J-0,25}{0,075}\right) + \\
 & + 0,174\left(\frac{U-2,0}{0,7}\right)\left(\frac{T-30}{10}\right) + \\
 & + 0,072\left(\frac{J-0,25}{0,075}\right)\left(\frac{T-30}{10}\right) - \\
 & - 0,081\left(\frac{U-2,0}{0,7}\right)^2 - 0,054\left(\frac{J-0,25}{0,075}\right)^2 - \\
 & - 0,097\left(\frac{T-30}{10}\right)^2. \quad (3)
 \end{aligned}$$

Приращение коэффициента изно-
состойкости для стали Х12

$$\begin{aligned}
 k_{L\ Х12} = & 1,221 - 0,103\left(\frac{U-2,0}{0,7}\right) + \\
 & + 0,076\left(\frac{J-0,25}{0,075}\right) - 0,146\left(\frac{T-30}{10}\right) + \\
 & + 0,258\left(\frac{U-2,0}{0,7}\right)\left(\frac{J-0,25}{0,075}\right) - \\
 & - 0,144\left(\frac{U-2,0}{0,7}\right)\left(\frac{T-30}{10}\right) - \\
 & - 0,199\left(\frac{J-0,25}{0,075}\right)\left(\frac{T-30}{10}\right) - \\
 & - 0,153\left(\frac{U-2,0}{0,7}\right)^2 + 0,103\left(\frac{J-0,25}{0,075}\right)^2 + \\
 & + 0,136\left(\frac{T-30}{10}\right)^2. \quad (4)
 \end{aligned}$$

Графические интерпретации полученных моделей представлены на рис. 8 и 9.

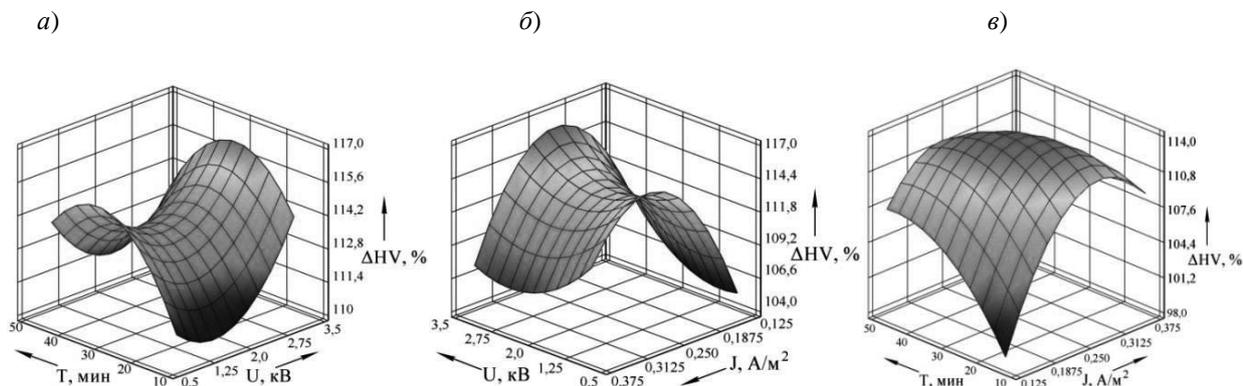


Рис. 7. Влияние напряжения горения тлеющего разряда U и времени обработки T (а), напряжения горения тлеющего разряда U и плотности тока J (б), плотности тока J и времени обработки T (в) на приращение поверхностной твердости образцов из стали X12

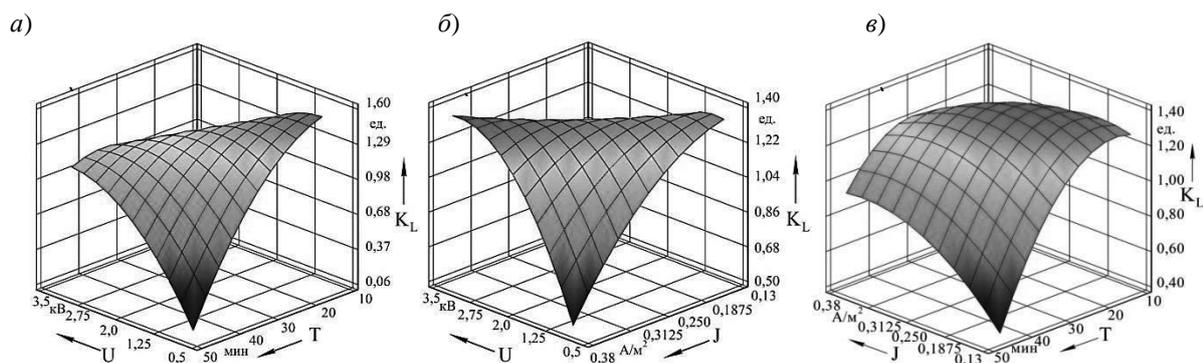


Рис. 8. Влияние напряжения горения тлеющего разряда U и времени обработки T (а), напряжения горения тлеющего разряда U и плотности тока J (б), плотности тока J и времени обработки T (в) на приращение износостойкости образцов из стали 5ХЗВЗМФС

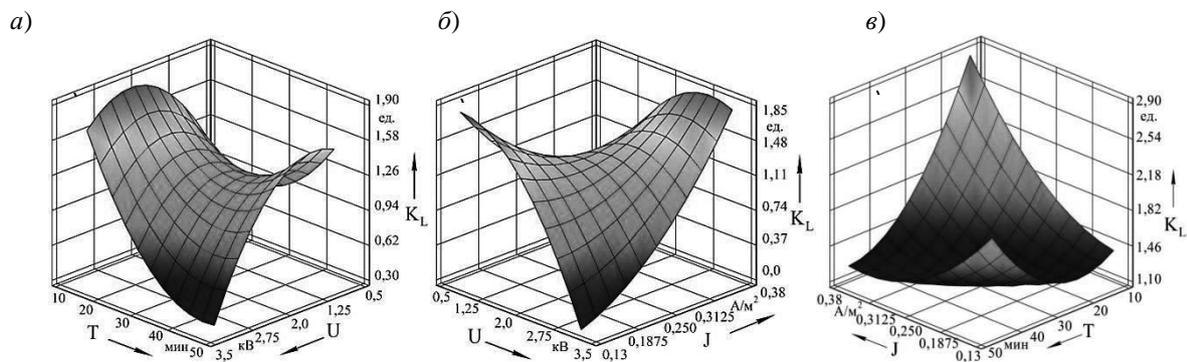


Рис. 9. Влияние напряжения горения тлеющего разряда U и времени обработки T (а), напряжения горения тлеющего разряда U и плотности тока J (б), плотности тока J и времени обработки T (в) на приращение износостойкости образцов из стали X12

Заключение

Установлено, что обработка стали 5Х3В3МФС в тлеющем разряде не влияет на изменения структуры, однако приводит к повышению плотности дефектов кристаллического строения.

Выявлено, что обработка образцов из стали Х12 тлеющим разрядом с различными параметрами горения приводит к измельчению и перераспределению карбидной фазы в поверхностном слое глубиной до 30 мкм, изменению формы карбидных включений, которые из пластинчатой переходят в сферическую, снижению степени искажения кристаллической решетки α -Fe и объемному уменьшению γ -фазы с 33,7 до 31,4 %, что свидетельствует о протекании в процессе обработки полиморфного превращения γ -Fe \rightarrow α -Fe, увеличению концентрации в мартенситной фазе атомов внедрения, повышению плотности дислокаций в α -Fe с $2,1 \cdot 10^{12}$ до $3,5 \cdot 10^{12}$ см⁻².

Продемонстрировано влияние факторов воздействия тлеющего разряда на микротвердость стали 5Х3В3МФС. Реализована математическая модель, описывающая область оптимума, согласно которой максимальные значения приращения твердости на 17 % наблюдаются при обработке ее в тлеющем разряде с

напряжением горения $U = 3,2$ кВ, плотностью тока $J = 0,25$ А/м², и временем обработки $T = 13$ мин.

Выявлено влияние факторов воздействия тлеющего разряда на микротвердость стали Х12. Реализована математическая модель, описывающая область оптимума, согласно которой максимальные значения приращения твердости на 16 % наблюдаются при обработке ее в тлеющем разряде с напряжением горения U , равным 3,2 кВ, плотностью тока J , равной 0,25 А/м², и временем обработки $T = 30$ мин.

Также показано влияние технологических факторов модифицирующей обработки тлеющим разрядом на износостойкость инструментальных сталей. Реализованы математические модели, описывающие области оптимума, согласно которым максимальные значения износостойкости наблюдаются:

– при обработке стали 5Х3В3МФС в тлеющем разряде с напряжением горения U , равным 1,0 кВ, плотностью тока J , равной 0,25 А/м²;

– при обработке стали Х12 в тлеющем разряде с напряжением горения U , равным 2,0 кВ, плотностью тока J , равной 0,375 А/м², и временем обработки $T = 15$ мин.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Способ упрочнения изделий из металла или сплава, или сверхтвердого или графитсодержащего материала : пат. ВУ 22048, С1 / В. М. Шеменков, Ф. М. Трухачев, О. В. Обидина, М. А. Белая, А. Л. Шеменкова. – Оpubл. 30.02.2018.
2. Влияние обработки тлеющим разрядом на структуру, фазовый состав, твердость и износостойкость быстрорежущей стали Р9 / В. М. Шеменков, М. А. Белая, О. В. Обидина, А. Э. Липский // *Фундаментальные проблемы современного материаловедения*. – 2017. – № 4. – С. 535–541.
3. **Обидина, О. В.** Влияние плазменной обработки на структуру и свойства быстрорежущих сталей Р6М5 и S90 / О. В. Обидина, В. М. Шеменков, А. Э. Липский // *Фундаментальные проблемы современного материаловедения*. – 2016. – № 4. – С. 522–529.
4. Влияние обработки тлеющим разрядом на структуру, фазовый состав и износостойкость сталей, подвергнутых химико-термической обработке / В. М. Шеменков, Ф. Г. Ловшенко, М. А. Белая, А. Л. Шеменкова // *Вестн. Белорус.-Рос. ун-та*. – 2016. – № 1. – С. 100–113.
5. Влияние плазменной обработки на структуру и свойства твердого сплава ВК10 / О. В. Обидина, В. М. Шеменков, Ф. М. Трухачев, А. В. Маркидонов // *Фундаментальные проблемы современного материаловедения*. – 2015. – № 4. – С. 482–487.

6. Повышение эксплуатационных характеристик режущего инструмента обработкой в плазме тлеющего разряда / В. М. Шеменков, О. В. Обидина, А. Л. Шеменкова, М. А. Белая // *Фундаментальные проблемы современного материаловедения*. – 2014. – № 4. – С. 540–544.

7. **Шеменков, В. М.** Влияние обработки тлеющим разрядом на структуру, фазовый состав и твердость износостойких защитных покрытий на основе титана / В. М. Шеменков, М. А. Белая, А. Л. Шеменкова // *Вестн. Белорус.-Рос. ун-та*. – 2017. – № 1. – С. 118–127.

8. **Горелик, С. С.** Рентгенографический и электронно-оптический анализ : учебное пособие для вузов / С. С. Горелик, Ю. А. Скаков, Л. Н. Расторгуев. – 4-е изд., перераб. и доп. – Москва : МИСИС, 2002. – 360 с. : ил.

Статья сдана в редакцию 20 сентября 2018 года

Владимир Михайлович Шеменков, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет.
E-mail: VShemenkov@yandex.ru.

Марина Александровна Белая, ст. преподаватель, Белорусско-Российский университет. E-mail: belay-marina@yandex.by.

Алла Леонидовна Шеменкова, инженер-технолог, ОАО «Могилевлифтмаш».
E-mail: VShemenkov@yandex.ru.

Ольга Васильевна Обидина, канд. физ.-мат. наук, доц., Белорусско-Российский университет.
E-mail: Obidina@tut.by.

Vladimir Mikhailovich Shemenkov, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University.

E-mail: VShemenkov@yandex.ru.

Marina Aleksandrovna Belaya, senior lecturer, Belarusian-Russian University.

E-mail: belay-marina@yandex.by.

Alla Leonidovna Shemenkova, manufacturing engineer, JSC «Mogilevliftmash».

E-mail: VShemenkov@yandex.ru.

Volha Vasilyevna Abidzina, PhD (Physics & Mathematics), Associate Prof., Belarusian-Russian University.

E-mail: Obidina@tut.by.

ЭЛЕКТРОТЕХНИКА

УДК 621.3

О. А. Капитонов, А. С. Третьяков, Г. С. Ленеvский

УСТРОЙСТВО ПЛАВНОГО ПУСКА С ИМПУЛЬСНЫМ РЕГУЛИРОВАНИЕМ НАПРЯЖЕНИЯ И КОМПЕНСАЦИЕЙ РЕАКТИВНОЙ МОЩНОСТИ

UDC 621.3

O. A. Kapitonov, A. S. Tretyakov, G. S. Lenevsky

SOFT STARTER WITH PULSE VOLTAGE REGULATION AND REACTIVE POWER COMPENSATION

Аннотация

Проведена сравнительная оценка фазового и импульсного устройств плавного пуска, обосновано преимущество импульсного регулирования напряжения. Предложено устройство плавного пуска с импульсным регулированием напряжения и компенсацией реактивной мощности. Приведено описание алгоритма работы данного устройства. Проанализированы преимущества предлагаемого устройства плавного пуска перед традиционными системами. Представлена методика расчетов компонентов входного фильтра. Показано, что входной фильтр также обеспечивает функцию компенсации реактивной мощности.

Ключевые слова:

устройство плавного пуска, широтно-импульсная модуляция, асинхронный электродвигатель, реактивная мощность.

Abstract

A comparative assessment of phase and pulse soft starters is presented. The advantage of pulse voltage regulation is described. The soft starter with pulse voltage regulation and reactive power compensation is proposed. The description of the algorithm of the proposed device operation is given. The advantages of the proposed soft starter over traditional systems are analyzed. The method for selecting element parameters of the input filter is presented. It is shown that the input filter also fulfils the function of reactive power compensation.

Keywords:

soft starter, pulse width modulation, asynchronous motor, reactive power.

Введение

Устройства плавного пуска для асинхронных электродвигателей широко используются в промышленности. Они позволяют исключить удары в процессе пуска, снизить нагрузку, создаваемую пусковыми токами на питающую сеть, повысить надежность работы электропривода и исполнительного механизма. Одним из перспективных

направлений развития электропривода является разработка мехатронных модулей с преобразователем частоты или устройством плавного пуска, размещенным в непосредственной близости от электродвигателя [1, 2].

В качестве силовой части большинства используемых в настоящее время устройств плавного пуска (УПП) применяется тиристорный регулятор напряжения, содержащий пару встреч-

но-параллельно включенных тиристор в каждой фазе либо в двух фазах из трех. Фазовый способ регулирования напряжения обуславливает такие недостатки традиционных УПП, как снижение коэффициента мощности при увеличении угла управления, сравнительно высокий коэффициент гармоник токов статора электродвигателя. Эти недостатки приводят к повышению нагрузки на питающую сеть, создаваемому реактивной составляющей потребляемой мощности, и загрязнению сети высшими гармониками.

Указанные недостатки могут быть преодолены применением не фазового, а импульсного способа регулирования напряжения. Как известно, импульсный регулятор напряжения не вносит дополнительный фазовый сдвиг между током и напряжением. Форма токов фаз статора электродвигателя при достаточно высокой частоте широтно-импульсной модуляции (ШИМ) очень близка к синусоидальной. Однако с повышением частоты ШИМ растет частота коммутации силовых транзисторных ключей преобразователя, а следовательно, растут и потери в силовых ключах.

Данные особенности характерны и для преобразователей частоты, содержащих автономный инвертор напряжения с широтно-импульсной модуляцией (АИН-ШИМ). Известно, что для системы «преобразователь частоты – асинхронный электродвигатель» оптимальная частота ШИМ, обеспечивающая минимум вносимых преобразователем частоты дополнительных потерь, составляет 2...4 кГц и может быть повышена до 10 кГц при необходимости снижения шума.

Принципиальное отличие спектрального состава выходного напряжения преобразователя частоты с АИН-ШИМ и импульсного УПП заключается в том, что в преобразователе частоты модулируется постоянное напряжение, поступающее на вход АИН, а в УПП – переменное синусоидальное напряже-

ние фазы питающей сети. Для обеспечения формы тока фаз статора электродвигателя, близкой к синусоидальной, при использовании преобразователя частоты необходимо в течение периода выходного напряжения изменять скважность импульсов по синусоидальному закону, даже при работе системы электропривода в номинальном режиме. При использовании импульсного УПП достаточно поддерживать постоянную скважность импульсов на протяжении всего периода. В номинальном режиме значение скважности достигает единицы, и напряжение питающей сети подается на статор электродвигателя через постоянно открытые силовые ключи.

Известны схемы широтно-импульсных регуляторов напряжения, в которых осуществляется одновременная коммутация основной и вспомогательной групп транзисторов, и таким образом обеспечивается непрерывное протекание токов через индуктивности фаз обмоток электродвигателя [3]. Данные схемы обладают значимым недостатком – переключение групп транзисторов должно осуществляться строго одновременно. Нарушение одновременности коммутации в таких схемах приводит либо к возникновению паузы в протекании токов через индуктивную нагрузку – фазы статора электродвигателя, либо к формированию контуров короткого замыкания в схеме регулятора напряжения. Оба случая неизбежно влекут за собой выход силовых транзисторов из строя в момент коммутации. Обеспечить же строго одновременную коммутацию транзисторов на практике крайне сложно, т. к. процессы отпирания и запираания транзисторов занимают определенное время.

Предложены также варианты широтно-импульсного регулятора напряжения, в которых после запираания силовых транзисторов токи обмоток статора протекают через включенные параллельно обмоткам конденсаторы [4]. В таких схемах отсутствует вспомога-

тельная группа силовых транзисторов, их роль выполняют конденсаторы. Данные схемы не имеют проблемы одновременной коммутации транзисторов, однако коммутация основной группы сильно осложнена наличием разницы напряжений питающей сети и конденсаторов в момент отпираания транзисторов. Это приводит к возникновению больших бросков тока перезаряда конденсаторов в моменты открытия силовых транзисторов, что существенно затрудняет практическую реализацию

такого устройства.

Описание конструкции

Для преодоления вышерассмотренных проблем существующих вариантов реализации импульсного устройства плавного пуска была предложена следующая схема. Силовая часть предлагаемого импульсного УПП представлена на рис. 1 и содержит две группы транзисторов – основную VT1-VT3 и дополнительную VT4-VT6.

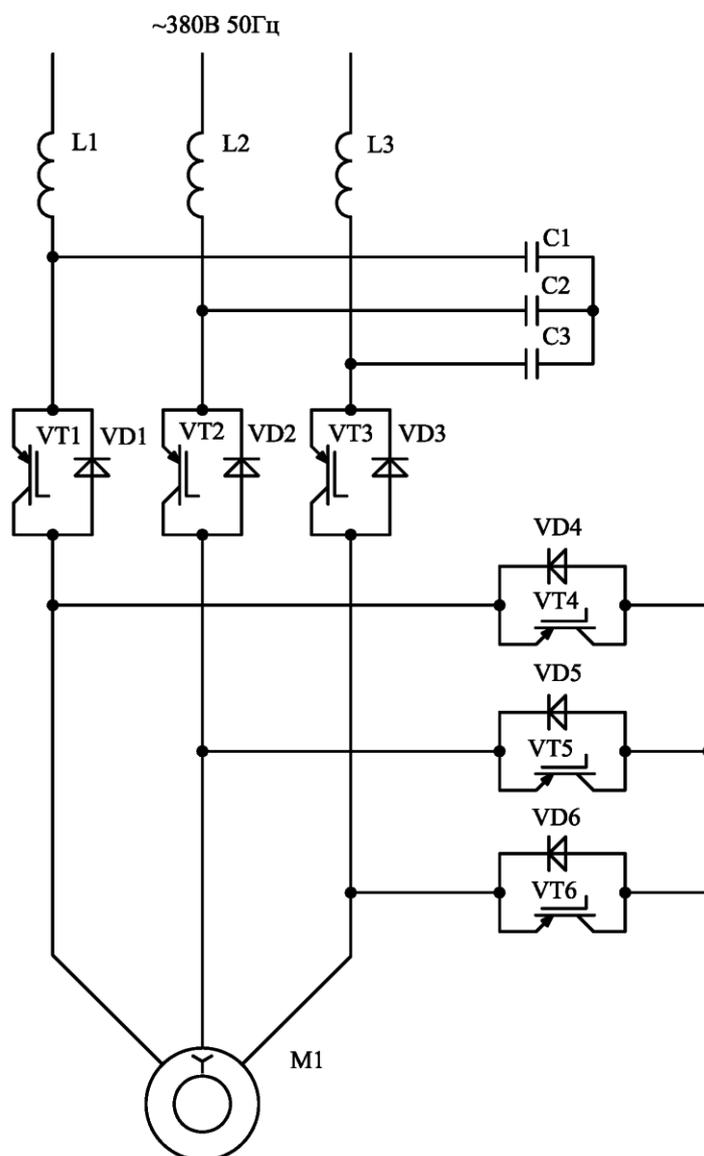


Рис. 1. Схема электрическая принципиальная импульсного устройства плавного пуска

Основная группа транзисторов подключает статор электродвигателя к питающей сети через входной фильтр, дополнительная группа транзисторов служит для обеспечения пути протекания тока в течение периода времени, когда основная группа отключена. Регулирование напряжения на статоре электродвигателя осуществляется методом широтно-импульсной модуляции напряжения питающей сети.

В зависимости от направления протекания тока в каждой фазе статора электродвигателя в основной группе должен быть открыт либо один из транзисторов, либо два. Транзистор должен быть открыт в тех фазах, где ток протекает в прямом направлении, а в обратном направлении ток протекает через обратные диоды. Таким образом, система управления преобразователем должна получать информацию о направлении протекания тока в каждой фазе при помощи датчиков тока.

Отключение статора электродвигателя от питающей сети осуществляется запираем всех находившихся в открытом состоянии транзисторов основной группы. При этом необходимо обеспечить путь для протекания токов фаз статора в обход питающей сети, для чего открываются транзисторы дополнительной группы. К тому же нужно открыть транзисторы только тех фаз, ток в которых протекает в обратном направлении. При этом, если в основной группе было включено два транзистора,

в дополнительной должен быть включен один, и наоборот.

Для реализации импульсного регулятора необходимо решить проблему одновременного переключения основной и дополнительной групп транзисторов, исключая наличие пауз в протекании тока статора и наличие путей протекания токов короткого замыкания.

Исключение пауз протекания тока в данной схеме реализуется за счет применения алгоритма переключения групп транзисторов с перекрытием. При этом транзисторы дополнительной группы отпираются раньше, чем запираются транзисторы основной группы. Протекание токов короткого замыкания во время интервала перекрытия исключается за счет того, что в работу включаются только те транзисторы, которые расположены в фазе с прямым направлением протекания тока, таким образом, для каждой фазы обеспечивается возможность протекания тока только в одном направлении, противоположном направлению возможного протекания тока короткого замыкания.

Таким образом, цикл работы предлагаемого устройства содержит шесть интервалов, на каждом из которых три транзистора находятся в открытом состоянии и три транзистора – в закрытом. Номер текущего интервала в каждый момент времени определяется направлениями протекания токов в фазах обмоток статора электродвигателя (табл. 1).

Табл. 1. Алгоритм переключения силовых транзисторов

Интервал	I_a	I_b	I_c	Открытый транзистор
1	+	–	+	VT1, VT3, VT5
2	+	–	–	VT1, VT5, VT6
3	+	+	–	VT1, VT2, VT6
4	–	+	–	VT2, VT4, VT6
5	–	+	+	VT2, VT3, VT4
6	–	–	+	VT3, VT4, VT5

Преимущества предлагаемого устройства

Преимущества импульсного УПП можно показать, проведя анализ зависимости пускового момента на валу

электродвигателя от величины тока фазы питающей сети. Указанные зависимости были получены методом компьютерного моделирования с использованием разработанных моделей. Результаты анализа представлены на рис. 2.

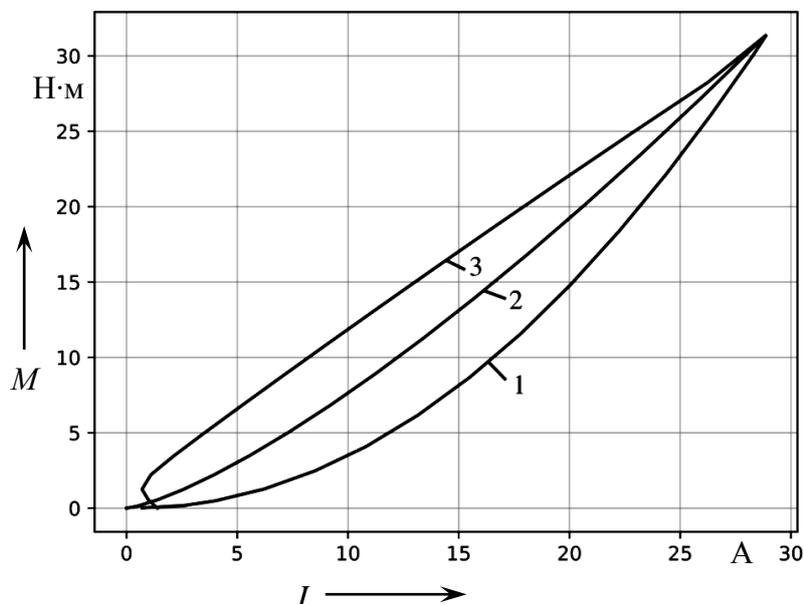


Рис. 2. Зависимости пускового момента электродвигателя от силы тока на входе УПП: 1 – зависимость для стандартного тиристорного УПП; 2 – зависимость для импульсного УПП без входного фильтра; 3 – зависимость для импульсного УПП с входным фильтром

Как видно из приведенных графиков, импульсное УПП позволяет получить значительно более высокий момент в процессе пуска, чем стандартное тиристорное УПП. Это объясняется тем, что у тиристорного УПП ток фазы электродвигателя всегда равен току фазы питающей сети, поскольку в схеме его силовой части отсутствуют пути протекания тока, кроме как через фазы сети. У импульсного УПП в течение интервала времени, когда основная группа транзисторов закрыта, токи фаз электродвигателя протекают через дополнительную группу транзисторов в обход питающей сети.

Действующее значение тока на входе импульсного УПП при достаточно большой индуктивности фазы электродвигателя может быть приближенно

оценено по формуле

$$I_{cp} = I_{\delta} \cdot \gamma, \quad (1)$$

где I_{cp} – действующее значение тока фазы на входе УПП, А; I_{δ} – действующее значение тока фазы электродвигателя, А; γ – скважность импульсов широтно-импульсной модуляции, у. е.

Таким образом, время протекания тока на входе импульсного УПП соответствует времени нахождения в открытом состоянии основной группы транзисторов, а значит, пропорционально скважности импульсов широтно-импульсной модуляции. В оставшийся интервал времени ток фазы двигателя протекает по короткозамкнутому контуру, создаваемому дополнительной груп-

пой транзисторов.

В течение процесса плавного пуска значение скважности изменяется от 0 до 1. Следовательно, на начальных этапах пуска, где требуется наибольшее значение тока электродвигателя, ток фаз питающей сети при использовании импульсного ТРН будет существенно ниже тока фаз электродвигателя, что и видно на рис. 2 при сравнении зависимостей 1 и 2.

В случае использования импульсного УПП без входного фильтра входной ток транзисторного преобразователя является и током питающей сети. Поскольку спектр данного тока содержит высокочастотные гармоники большой амплитуды, желательно использовать входной сетевой фильтр. Предлагаемая конструкция фильтра включает в себя три дросселя и три конденсатора в каждой фазе питающей сети.

Как видно из рис. 2, при использовании входного фильтра требуется еще меньшее значение силы тока питающей сети для обеспечения той же величины момента как по сравнению с тиристорным УПП, так и по сравнению с транзисторным без входного фильтра. Данный эффект объясняется тем, что входной фильтр компенсирует часть реактивной мощности, создаваемой электродвигателем, и большую часть мощности искажения, создаваемой транзисторным преобразователем. При этом значение силы входного тока фильтра стремится к значению активной составляющей тока на входе транзисторного преобразователя.

Перечисленные эффекты также подтверждаются полученными зависимостями тока питающей сети от пускового тока электродвигателя при различных значениях скважности ШИМ. Данные зависимости приведены на рис. 3.

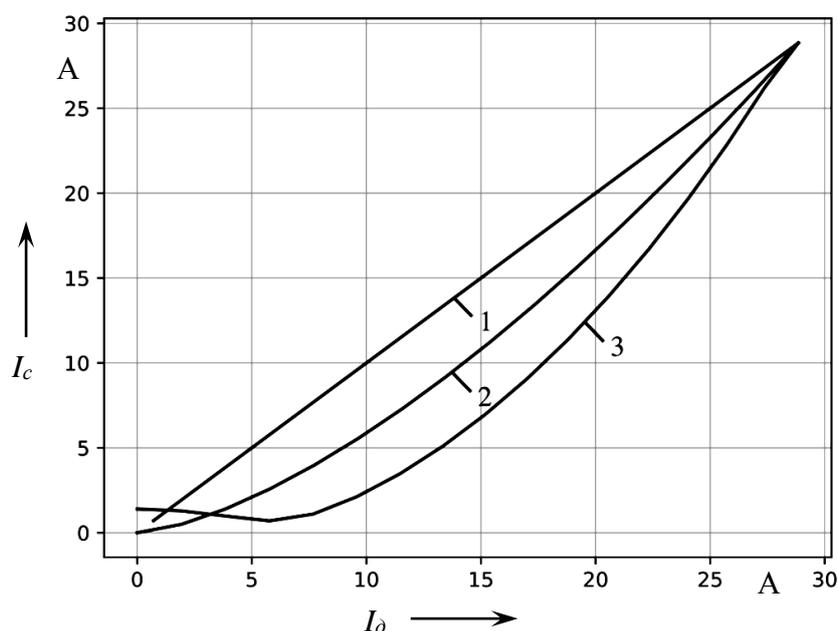


Рис. 3. Зависимость тока питающей сети от пускового тока электродвигателя: 1 – зависимость для тиристорного УПП; 2 – зависимость для импульсного УПП без входного фильтра; 3 – зависимость для импульсного УПП с входным фильтром

Из рис. 3 видно, что ток питающей сети до 1,5 раза ниже тока электродвигателя в системе с импульсным УПП без входного фильтра и до двух раз ни-

же в системе с импульсным УПП и входным фильтром.

Компенсация реактивной мощности происходит из-за взаимного вычи-

тания реактивных мощностей, создаваемых электродвигателем и конденсаторами фильтра. При равенстве этих мощностей будет наблюдаться полная компенсация, и входной ток фильтра достигнет минимального значения.

Значение реактивной мощности, создаваемой конденсаторами фильтра, имеет лишь слабую зависимость от величины входного тока фильтра. Если пренебречь падением напряжения на дросселях фильтра, его можно считать постоянным. С другой стороны, значение реактивной мощности, создаваемой электродвигателем, изменяется в широких пределах и имеет существенную зависимость от скорости вращения ротора и напряжения на статоре электродвигателя. Следовательно, при любых значениях индуктивности и емкости дросселей и конденсаторов фильтра полная компенсация реактивной мощности возможна только в один определенный момент процесса пуска электродвигателя. Параметры фильтра могут быть рассчитаны таким образом, чтобы за весь период пуска величина потерь энергии в питающей сети была минимальной, либо могут быть применены другие критерии оптимальности в зависимости от условий работы и назначения электропривода.

Из рис. 3 по зависимости 3 видно, что в начале процесса пуска, когда значение создаваемой электродвигателем реактивной мощности еще не достигло значения создаваемой конденсаторами фильтра реактивной мощности, величина тока питающей сети превышает таковую у тиристорного УПП и импульсного УПП без фильтров. При избыточном значении емкости конденсаторов этот эффект может наблюдаться и на завершающем этапе пуска, когда скорость вращения электродвигателя приближается к номинальному значению и происходит значительное повышение коэффициента мощности.

Мощность искажения, создаваемая импульсным транзисторным преоб-

разователем, представляет собой высокочастотные гармонические составляющие в спектре входного тока преобразователя. Соединенные параллельно конденсаторы в составе входного фильтра обладают значительно меньшим реактивным сопротивлением по отношению к высокочастотным составляющим, чем к основной (полезной) гармонике, а включенные последовательно в цепь дроссели – значительно большим сопротивлением. Поэтому высокочастотные составляющие выходного тока фильтра замыкаются через конденсаторы фильтра и лишь в небольшой степени проникают в питающую сеть.

Описание методики расчета входного фильтра

Для выбора параметров входного фильтра импульсного УПП целесообразно применять три следующих критерия:

1) создаваемая конденсаторами фильтра реактивная мощность должна иметь оптимальное значение, соответствующее величине создаваемой электродвигателем реактивной мощности;

2) коэффициент гармонических искажений тока фаз питающей сети не должен превышать заданного предельного значения при любом значении скважности ШИМ;

3) частота высших гармонических составляющих тока, создаваемых транзисторным преобразователем, должна лежать за пределами полосы пропускания фильтра для исключения возникновения колебательных процессов.

Первый критерий определяет выбор емкости конденсаторов фильтра. Величину создаваемой конденсаторами реактивной мощности Q_c , Вар, можно оценить по формуле

$$Q_c = 3U_\phi^2 \cdot \omega \cdot C, \quad (2)$$

где U_ϕ – напряжение на конденсаторе фильтра, В; ω – угловая частота напря-

жения питающей сети, рад/с; C – емкость конденсатора, стоящего в одной фазе фильтра, Ф.

Наиболее простым критерием оптимальности, который можно использовать для выбора емкости конденсатора фильтра, является равенство создаваемой фильтром реактивной мощности и создаваемой электродвигателем в номинальном режиме реактивной мощности. При расчете фильтра по такому критерию после завершения процесса пуска система электропривода будет работать с коэффициентом мощности, близким к единице, а в процессе пуска создаваемая электродвигателем реактивная мощность будет частично скомпенсирована.

Величину создаваемой электродвигателем в номинальном режиме реактивной мощности можно найти по формуле

$$Q_{\partial} = \sqrt{9U_n^2 \cdot I_n^2 - \frac{P_2^2}{\eta^2}}, \quad (3)$$

где U_n – номинальное фазное напряжение статора электродвигателя, В;

I_n – номинальный ток статора, А;

P_2 – номинальная мощность на валу электродвигателя, Вт; η – номинальный КПД электродвигателя, у. е.

Также реактивную мощность индуктивного характера создают дроссели фильтра, через которые будет протекать суммарный ток статора электродвигателя и конденсаторов фильтра. Величину этого тока можно с достаточной точностью оценить, приняв допущение, что конденсаторы фильтра полностью компенсируют создаваемую электродвигателем реактивную мощность:

$$I_{\partial p} = \frac{P_2}{3\eta \cdot U_n}. \quad (4)$$

Тогда реактивная мощность, создаваемая дросселями фильтра, может

быть определена по формуле

$$Q_{\partial p} = 3\omega \cdot L \cdot I_{\partial p}^2. \quad (5)$$

Подставляя (4) в (5), получаем

$$Q_{\partial p} = \frac{\omega \cdot L \cdot P_2^2}{3\eta^2 \cdot U_n^2}, \quad (6)$$

где L – индуктивность дросселя фильтра, Гн.

Выбранный ранее критерий оптимальности устанавливает следующие соотношения:

$$Q_{\partial p} + Q_{\partial} = Q_c. \quad (7)$$

Подставляя (3), (5), (6) в (7), получаем выражение для расчета значения емкости конденсатора фильтра

$$C = \frac{\frac{\omega \cdot L \cdot P_2^2}{3\eta^2 \cdot U_n^2} + \sqrt{9U_n^2 \cdot I_n^2 - \frac{P_2^2}{\eta^2}}}{3U_{\phi}^2 \cdot \omega}. \quad (8)$$

Данное выражение получено с учетом ряда допущений, поэтому является приблизительным, но обеспечивающим достаточную для инженерных расчетов точность. Для предварительного выбора емкости конденсаторов фильтра можно пренебречь реактивной мощностью, создаваемой дросселями фильтра, а также падением напряжения на дросселях фильтра и использовать следующее выражение, содержащее только номинальные параметры электродвигателя:

$$C = \frac{\sqrt{9U_n^2 \cdot I_n^2 - \frac{P_2^2}{\eta^2}}}{6U_{\phi}^2 \cdot \pi \cdot f_n}, \quad (9)$$

где f_n – номинальная частота питающей сети, на которую рассчитан электродвигатель, Гц.

Далее, используя второй критерий выбора параметров входного фильтра, можно рассчитать индуктивность дросселей фильтра. Амплитуды гармонических составляющих токов фаз питающей сети и токов фаз транзисторного преобразователя связаны амплитудно-частотной характеристикой фильтра. Коэффициент гармонических искажений (КГИ) тока фазы питающей сети в этой связи определяется следующим соотношением:

$$\text{КГИ}_C = \frac{\sqrt{\sum_{n=2}^N (K(\omega(n)) \cdot I_{\text{ТП}n})^2}}{I_{\text{ТП}}}, \quad (10)$$

где $I_{\text{ТП}n}$ – амплитуда n -й гармоники входного тока транзисторного преобразователя, А; $I_{\text{ТП}}$ – амплитуда первой гармоники тока транзисторного преобразователя, А; N – число гармоник, которые учитываются в расчете; $K(\omega)$ – амплитудно-частотная характеристика фильтра; $\omega(n)$ – частота n -й гармоники тока, рад/с.

Амплитудно-частотная характеристика фильтра может быть определена по формуле

$$K(\omega) = \left| \frac{1}{-L \cdot C \cdot \omega^2 + R \cdot C \cdot j \cdot \omega + 1} \right|, \quad (11)$$

где R – активное сопротивление дросселя фильтра, Ом; j – мнимая единица.

Значение активного сопротивления дросселя для предварительного расчета можно принять равным нулю. Таким образом, имея значение емкости конденсаторов фильтра, рассчитанное ранее, по приведенной методике можно выбрать индуктивность дросселя фильтра, обеспечивающую требуемое значение коэффициента гармонических искажений.

Данный расчет также тесно связан с выбором основной частоты модуляции ШИМ. При этом главным условием является третий критерий выбора параметров входного фильтра – значение несущей частоты ШИМ должно быть больше значения полосы пропускания фильтра.

Выводы

1. В результате анализа основных недостатков известных вариантов реализации устройств плавного пуска с фазовым и импульсным методами регулирования напряжения на статоре электродвигателя обоснована необходимость разработки нового варианта, лишённого указанных недостатков.

2. Для предложенной схемы разработан алгоритм управления силовыми транзисторами устройства, исключаящий прерывание токов через обмотки статора и обеспечивающий отсутствие путей протекания токов короткого замыкания при коммутации силовых транзисторов.

3. Потребляемый из питающей сети импульсным устройством плавного пуска ток имеет высокий коэффициент гармонических искажений, что обуславливает необходимость использования входного фильтра.

4. Входной фильтр предлагаемой конструкции обеспечивает также функцию компенсации реактивной мощности.

5. Компенсация реактивной мощности входным фильтром и импульсный способ регулирования напряжения могут привести к снижению максимального значения потребляемого электроприводом от сети тока в процессе пуска до двух раз по сравнению с традиционным тиристорным устройством плавного пуска.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Парфенович, О. Н.** Параметрический электропривод в электромехатронном исполнении со специальным асинхронным электродвигателем – перспективная альтернатива частотно-регулируемому электроприводу : наукові праці Донецького нац. техн. ун-ту. Сер. Електротехніка і енергетика / О. Н. Парфенович, О. А. Капитонов. – 2013. – № 1 (14). – С. 211–216.
2. Новые конструктивные решения для асинхронных с короткозамкнутым ротором энергоресурсосберегающих регулируемых электродвигателей / О. Н. Парфенович, А. С. Третьяков, И. В. Соколов, О. А. Капитонов // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2011. – № 1 (30). – С. 110–119.
3. **Браславский, И. Я.** Асинхронный полупроводниковый электропривод с параметрическим управлением / И. Я. Браславский. – Москва: Энергоатомиздат. 1988. – 244 с.
4. **Парфенович, О. Н.** Транзисторный широтно-импульсный регулятор напряжения для асинхронных электродвигателей / О. Н. Парфенович, О. А. Капитонов // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2010. – № 3 (28). – С. 119–127.

Статья сдана в редакцию 1 октября 2018 года

Олег Александрович Капитонов, ст. преподаватель, Белорусско-Российский университет.
E-mail: kapitonov1987@gmail.com.

Артем Сергеевич Третьяков, ст. преподаватель, Белорусско-Российский университет.
E-mail: loggie121@gmail.com.

Геннадий Сергеевич Ленеvский, канд. техн. наук, Белорусско-Российский университет.
E-mail: emos@rambler.ru.

Oleg Alexandrovich Kapitonov, senior lecturer, Belarusian-Russian University.
E-mail: kapitonov1987@gmail.com.

Artem Sergeevich Tretiakov, senior lecturer, Belarusian-Russian University. E-mail: loggie121@gmail.com.

Gennady Sergeevich Lenevsky, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University.
E-mail: emos@rambler.ru.

УДК 62-83:621

А. С. Коваль, А. И. Артеменко

К ВОПРОСУ ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЯ В ЭЛЕКТРОПРИВОДЕ ПАССАЖИРСКИХ ЛИФТОВ ПРИ РЕГУЛИРУЕМОЙ НОМИНАЛЬНОЙ СКОРОСТИ ДВИЖЕНИЯ КАБИНЫ ЛИФТА

UDC 62-83:621

A. S. Koval, A. I. Artemenko

ON THE SELECTION OF SPEED CONTROLLER PARAMETERS AND THE FORMATION OF MOTION TACHOGRAMS IN ELEVATOR ADJUSTABLE DRIVES

Аннотация

Вопросы энергосбережения при использовании регулируемых электроприводов в массовых лифтах постоянно привлекают внимание. Показано, что увеличение скорости перемещения кабины лифта при работе двигателя привода лифта в рекуперативном режиме (подъем пустой кабины) уменьшает общее энергопотребление за круговую поездку (спуск-подъем кабины) и создает предпосылки для повышения энергоэффективности лифтов с безредукторными частотно-регулируемыми электроприводами переменного тока.

Ключевые слова:

лифт, регулируемый электропривод, энергосбережение, рекуперативный режим работы, круговая поездка, повышение энергоэффективности лифта, скорость перемещения лифта.

Abstract

The control strategy for adjustable drives in elevators is determined by the need to provide comfortable ride characteristics. It is shown that the required tachograms of the elevator car movement are formed by the speed selectors with response speed of the control system limited by settings of the speed loop, whose parameters are determined based on the amplitude-frequency criterion with the cutoff frequency of the designed system lower than the minimum resonance frequency of the mechanical subsystem of the electric drive.

Keywords:

elevator, elastic properties of ropes, transient processes in the mechanical subsystem of elevators, transfer functions, speed controller, mechanical subsystem, resonant frequencies.

На сегодняшний день частотно-регулируемый ЭП переменного тока – основной тип регулируемого привода в лифтах [1]. Особенностью приводов лифтов является работа с меняющейся нагрузкой, что обеспечивает работу привода как в двигательных режимах, так и в генераторных (рекуперативное торможение). Последние режимы привлекают все больше внимания, т. к. позволяют экономить потребляемую энергию, а в лифтах, эксплуатирующихся в

жилых зданиях, порядка 30 % энергопотребления связано с работой электропривода. Если в редукторных приводах лифтов, с учетом КПД редуктора, использование генераторных режимов малоэффективно, то в безредукторных регулируемых приводах появляется возможность более эффективного использования рекуперированной энергии. Генераторные режимы работы лифта могут прогнозироваться с учетом загрузки кабины лифта и направления её движе-

ния. Типовые варианты таких режимов работы: подъем пустой кабины, спуск полностью груженной кабины. Величина рекуперированной двигателем привода лифта энергии определяется в том числе и скоростью перемещения кабины лифта, поэтому увеличение генерируемой энергии в рекуперативных режимах работы возможно, если номинальная скорость перемещения кабины лифта в этих режимах возрастет. Увеличение скорости обуславливается загрузкой кабины лифта и возможностями используемого двигателя [2]. Например, синхронный двигатель с постоянными магнитами (СДПМ) с поверхностным расположением магнитов на роторе, применяемый в безредукторных приводах лифтов, допускает увеличение скорости ориентировочно до 20...30 % от номинальной в зависимости от нагрузки.

Как уже отмечено, работе лифтов свойственна постоянно меняющаяся загрузка кабины лифта, которая определяется случайным характером пассажиропотока как в жилых, так и в административных зданиях [3]. Показано [4], что усредненная загрузка кабины лифта в жилых зданиях, вычисленная по приведенным одно- и четырехчасовым пиковым графикам, составляет в среднем 0,35 номинальной для среднестатистической поездки вверх-вниз на три этажа, что соответствует двигательному режиму работы двигателя при движении кабины вниз и генераторному режиму при движении кабины вверх. Оценим для рассматриваемой среднестатистической поездки изменение потребляемой двигателем энергии и соответствующей мощности за поездку вверх-вниз при номинальной скорости перемещения кабины лифта и при увеличении скорости перемещения кабины только в генераторном режиме до $1,3 \omega_{ном}$. Регулируемый электропривод лифта с СДПМ и векторной системой управления позволяет формировать при пуске и торможении постоянный динамический момент, определяемый требуемым уско-

рением. При этом закон изменения скорости двигателя привода при пуске и торможении можно считать линейным. При спуске кабины привод работает в двигательном режиме. Для этого случая потребляемая двигателем энергия (не учитываются постоянные потери в двигателе) при движении кабины с номинальной скоростью может быть рассчитана следующим образом:

$$A_B = A_1 + A_2 + A_3, \quad (1)$$

где A_B – энергия, потребляемая двигателем при движении вниз; A_1 – энергия, потребляемая двигателем при пуске при движении вниз; A_2 – энергия, потребляемая двигателем при торможении при движении вниз; A_3 – энергия, потребляемая двигателем в установившемся режиме работы за время движения вниз.

Энергия, потребляемая двигателем при пуске [5],

$$A_1 = \frac{J_{\Sigma} \omega_0^2}{2} \left(1 + k_{п} \frac{T}{t_{п}} \right), \quad (2)$$

где $k_{п}$ – коэффициент увеличения потерь при пуске под нагрузкой; T – постоянная времени, $T = \frac{J_{\Sigma}}{\beta}$; $t_{п}$ – время

управляемого пуска; ω_0 – скорость идеального холостого хода.

Ей соответствует развиваемая двигателем мощность

$$P_1 = \frac{A_1}{t_{п}}. \quad (3)$$

Энергия, потребляемая двигателем при торможении [5],

$$A_2 = \frac{J_{\Sigma} \omega_0^2}{2} \left(1 + k_{т} \frac{T}{t_{т}} \right), \quad (4)$$

где $k_{т}$ – коэффициент увеличения потерь при торможении под нагрузкой; $t_{т}$ – время управляемого торможения.

Соответствующая развиваемая

двигателем мощность

$$P_2 = \frac{A_2}{t_t} \quad (5)$$

Энергия, потребляемая двигателем при установившемся режиме движения [5],

$$A_3 = P_3 t_1 = (M_{\text{д}} \omega_{\text{уст}} + 3I_{\text{д}}^2 R) t_1, \quad (6)$$

где $M_{\text{д}}$, $\omega_{\text{уст}}$ – момент и скорость двигателя соответственно; $I_{\text{д}}$, R – ток и сопротивление статора двигателя соответственно; P_3 – мощность, потребляемая двигателем в установившемся режиме работы; t_1 – время движения в установившемся режиме кабины лифта.

Средняя мощность, потребляемая двигателем за время движения кабины вниз,

$$P_{\text{ср.в.}} = \frac{P_1 t_{\text{п}} + P_2 t_{\text{т}} + P_3 t_1}{t_{\text{п}} + t_{\text{т}} + t_1} \quad (7)$$

При подъеме кабины с этой же нагрузкой привод работает в режиме рекуперативного торможения и вырабатываемая двигателем энергия может быть рассчитана следующим образом:

$$A_{\text{т}} = A_4 + A_5 + A_6, \quad (8)$$

где $A_{\text{т}}$ – отдаваемая двигателем энергия за время движения вверх; A_4 – энергия, вырабатываемая двигателем за время пуска при движении вверх; A_5 – энергия, вырабатываемая двигателем за время торможения при движении вверх; A_6 – энергия, вырабатываемая двигателем

за время движения в установившемся режиме при подъеме кабины.

$$A_4 = \frac{J_{\Sigma} \omega_0^2}{2} \left(1 - k_{\text{п}} \frac{T}{t_{\text{п}}} \right) \quad (9)$$

Соответствующая развиваемая двигателем мощность

$$P_4 = \frac{A_4}{t_{\text{п}}} \quad (10)$$

$$A_5 = \frac{J_{\Sigma} \omega_0^2}{2} \left(1 - k_{\text{т}} \frac{T}{t_{\text{т}}} \right)$$

Соответствующая развиваемая двигателем мощность

$$P_5 = \frac{A_5}{t_{\text{т}}} \quad (11)$$

$$A_6 = P_6 t_1 = (M_{\text{д}} \omega_{\text{уст}} - 3I_{\text{д}}^2 R) t_1,$$

где P_6 – мощность, вырабатываемая двигателем в установившемся режиме работы при подъеме кабины.

Средняя мощность, вырабатываемая двигателем за время движения кабины вверх,

$$P_{\text{ср.вн.}} = \frac{P_4 t_{\text{п}} + P_5 t_{\text{т}} + P_6 t_1}{t_{\text{п}} + t_{\text{т}} + t_1} \quad (12)$$

Для двигателя (табл. 1) и тахограммы движения без участка дотягивания (рис. 1) результат расчета потребляемой двигателем энергии и развиваемой им мощности за цикл перемещения вверх-вниз для среднестатистической поездки на три этажа (формулы (1)–(14)) приведен в табл. 2.

Табл. 1. Исходные данные для расчета

J_{Σ} , кгм ²	ω_0 , с ⁻¹	$k_{\text{п пуск}}$	$k_{\text{т пуск}}$	β	$t_{\text{п}} = t_{\text{т}}$, с	t_1 , с	$\omega_{\text{уст}}$, с ⁻¹	$M_{\text{д}}$, нм	I , А	R , Ом	$k_{\text{п торм.}}$	$k_{\text{т торм.}}$
114,85	4,87	2,72	1,72	7562,8	4,6	22,5	4,76	198,04	3,35	0,652	1,72	2,72

Табл. 2. Расчет потребляемой двигателем мощности при номинальной скорости кабины движения за цикл перемещения вверх-вниз

$P_1, \text{Вт}$	$P_2, \text{Вт}$	$P_3, \text{Вт}$	$P_{\text{ср.вн.}}, \text{Вт}$	$P_4, \text{Вт}$	$P_5, \text{Вт}$	$P_6, \text{Вт}$	$P_{\text{ср.вв.}}, \text{Вт}$
297,71	298,7	964,6	771,21	-294,4	-293,4	-920,7	-738,8

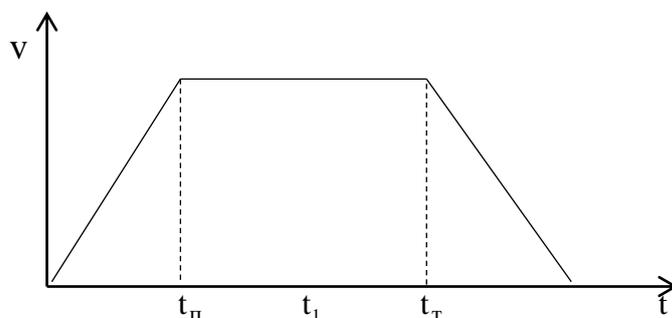


Рис. 1. Тахограмма движения

Средняя мощность, потребляемая в двигательном режиме работы (движение кабины вниз), превышает мощность, генерируемую в режиме рекуперативного торможения (движение кабины вверх), примерно на 32,41 Вт, т. е. двигатель при таком цикле перемещения в средне-статистической поездке в итоге является потребителем энергии.

Рассмотрим этот же цикл перемещения кабины лифта, но при увеличенной скорости ($\omega_{\text{уст}} = 1,3\omega_{\text{ном.}}$) только подъема кабины (рекуперативный режим работы двигателя).

Составляющие энергии, вырабатываемой двигателем в режиме рекуперации A_T , соответственно изменятся.

$$A_4 = \frac{J_{\Sigma} (1,3\omega_0)^2}{2} \left(1 + k_{\text{п}} \frac{T}{t_{\text{п}}} \right); \quad (13)$$

$$A_5 = \frac{J_{\Sigma} (1,3\omega_0)^2}{2} \left(1 - k_{\text{т}} \frac{T}{t_{\text{т}}} \right); \quad (14)$$

$$A_6 = (M_{\text{д}} 1,3 \omega_{\text{уст}} - 3I_{\text{д}}^2 R)t_1. \quad (15)$$

Для двигателя (см. табл. 1), с учетом изменения скорости подъема кабины (табл. 3), результат расчета потребляемой энергии и мощности за цикл перемещения вверх-вниз для среднестатистической поездки на три этажа и на 30 % большей скорости перемещения кабины лифта в генераторном режиме работы (формулы (1)–(7), (13)–(15)) приведен в табл. 4.

Табл. 3. Исходные данные для расчета при $\omega_{\text{уст}} = 1,3\omega_{\text{ном.}}$

$J_{\Sigma}, \text{кгм}^2$	$\omega_0, \text{с}^{-1}$	β	$t_{\text{п}} = t_{\text{т}}, \text{с}$	$t_1, \text{с}$	$\omega_{\text{уст}}, \text{с}^{-1}$	$M_{\text{д}}, \text{нм}$	$I_{\text{рек}}, \text{А}$	$R, \text{Ом}$	$k_{\text{п}}$	$k_{\text{т}}$
114,85	6,33	7562,8	5,98	17,3	6,19	198,04	5,025	0,652	1,72	2,72

Табл. 4. Расчет потребляемой мощности при скорости кабины в генераторном режиме $\omega_{\text{уст}} = 1,3\omega_{\text{ном.}}$

$P_1, \text{Вт}$	$P_2, \text{Вт}$	$P_3, \text{Вт}$	$P_{\text{ср.вн.}}, \text{Вт}$	$P_4, \text{Вт}$	$P_5, \text{Вт}$	$P_6, \text{Вт}$	$P_{\text{ср.вв.}}, \text{Вт}$
297,71	298,7	964,6	771,21	-383,17	-382,2	-1176,1	-867,9

В этом случае средняя мощность, потребляемая двигателем в двигательном режиме работы (движение кабины вниз), меньше мощности, генерируемой в режиме рекуперативного торможения (движение кабины вверх), на 96,7 Вт, т. е. двигатель при таком цикле перемещения в среднестатистической поездке в итоге является источником энергии. Возможность рекуперации энергии в электроприводах лифтов существенно зависит от общего КПД электропривода. Определено [6] граничное значение КПД и равное 0,618 для электропривода лифта, ниже которого рекуперация энергии в цикле «пуск – торможение» отсутствует. Можно оценить КПД безредукторного электропривода. Номинальный КПД СДПМ, используемых в таких лебедках, невысок, на уровне 0,6...0,7 [8]. Кроме того, в регулируемом электроприводе при работе с постоянным моментом регулирование скорости приводит тоже к уменьшению мощности и, соответственно, КПД. При допущении, что при номинальном моменте при снижении скорости сохраняются номинальные потери мощности, новое значение номинального КПД двигателя имеет зависимость от диапазона регулирования скорости:

$$\eta = \frac{1}{1 + D \left(\frac{1}{\eta_{\text{ном}}} - 1 \right)}, \quad (16)$$

где D – диапазон регулирования скорости; $\eta_{\text{ном}}$ и η – номинальный КПД и КПД при работе на пониженной скорости.

При однозонном регулировании скорости в диапазоне 1:4 (пассажирский лифт) и номинальном КПД двигателя 0,65 КПД двигателя на пониженной скорости равен 0,32. КПД преобразователя частоты достаточно высок, например, 0,97 [6]. Тогда результирующий КПД электропривода на пониженной скорости равен 0,31, т. е. при работе на пониженной скорости и в безредуктор-

ном приводе лифта в теоретически возможном режиме рекуперации возврата энергии в сеть не будет, т. к. результирующий КПД меньше граничного. Определим диапазон регулирования, при котором рекуперация будет иметь место. В формулу (16) подставим граничный КПД (0,63), с учетом КПД преобразователя частоты (0,97) и для номинального КПД двигателя определим необходимый диапазон регулирования. Он будет равен 1,2. Таким образом, при номинальной скорости лифта 1 м/с при торможении и пуске режим рекуперации возможен со скорости 0,83 м/с и выше. Для возможного номинального КПД двигателя 0,7 эта скорость равна 0,7 м/с.

На рис. 2 показана осциллограмма вырабатываемой (потребляемой) активной мощности безредукторным электроприводом (СДПМ мощностью 3,6 кВт) лифта грузоподъемностью 630 кг и скоростью перемещения 1 м/с при подъеме пустой кабины (привод работает в режиме рекуперации) с первого на последний этаж и переходе на пониженную скорость дотягивания 0,25 м/с.

Прекращение режима рекуперации происходит примерно через 1,6 с после начала торможения (скорость кабины лифта 0,6 м/с и меньше) и остальное торможение и весь процесс дотягивания осуществляются в двигательном режиме. Таким образом, все время пуска и торможения электропривода лифта может быть разделено на две составляющие. Для пуска: $t_{\text{п.двиг.}}$ – часть времени пуска, при которой двигатель потребляет активную мощность (скорость лифта меньше 0,6 м/с); $t_{\text{п.ген.}}$ – часть времени пуска, при которой двигатель работает в рекуперативном режиме (скорость лифта больше 0,6 м/с). Аналогично для процесса торможения: $t_{\text{т.двиг.}}$ и $t_{\text{т.ген.}}$. С учетом данного факта для тахограммы движения кабины лифта (см. рис. 1) рассчитаем потери в двигателе за цикл передвигания с номинальной скоростью и уве-

личенной, допуская (см. рис. 2), что только примерно 60 % времени пуска и торможения (изменение скорости лифта от 0 до 0,6 м/с при пуске и обратно

от 0,6 до 0 м/с при торможении) двигатель потребляет активную мощность. Соответствующие расчеты для двигателя (см. табл. 1) представлены в табл. 5 и 6.

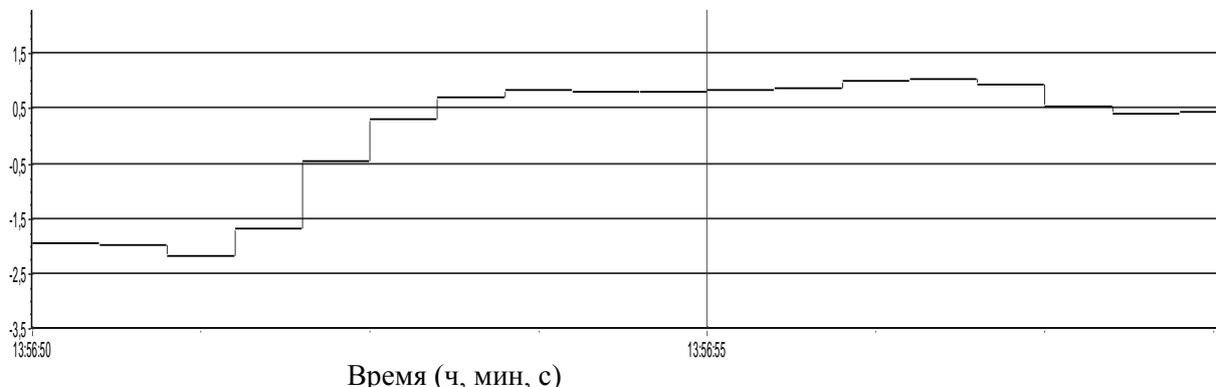


Рис. 2. Оциллограмма выработываемой (потребляемой) электроприводом лифта мощности (кВт) при торможении с номинальной скорости (1 м/с) и переходе на пониженную скорость дотягивания и движении на этой скорости до наложения тормоза

Табл. 5. Расчет потребляемой двигателем мощности при номинальной скорости кабины движения за цикл перемещения вверх-вниз (рекуперация при $\omega_{л}$ больше 0,6 м/с)

P_1 , Вт	P_2 , Вт	P_3 , Вт	$P_{\text{средн. вниз.}}$, Вт	$P_{4\text{дв.}}$, Вт	$P_{4\text{ген.}}$, Вт	$P_{5\text{дв.}}$, Вт	$P_{5\text{ген.}}$, Вт	P_6 , Вт	$P_{\text{средн. вверх.}}$, Вт
297,71	298,7	964,6	771,21	189,3	-238,6	179,1	-236,5	-920,7	-648,3

Табл. 6. Расчет потребляемой и генерируемой двигателем мощности за цикл перемещения вверх-вниз (рекуперация при $\omega_{л}$ больше 0,6 м/с) при скорости в режиме рекуперации $\omega_{\text{уст}} = 1,3 \omega_{\text{ном}}$.

P_1 , Вт	P_2 , Вт	P_3 , Вт	$P_{\text{средн. вниз.}}$, Вт	$P_{4\text{дв.}}$, Вт	$P_{4\text{ген.}}$, Вт	$P_{5\text{дв.}}$, Вт	$P_{5\text{ген.}}$, Вт	P_6 , Вт	$P_{\text{средн. вверх.}}$, Вт
297,71	298,7	964,6	771,21	180,1	-205,7	178,8	-204,7	-1176,1	-706,6

Анализ табл. 5 и 6 показывает, что в среднестатистической поездке на три этажа (загрузка кабины 0,35 номинальной) при постоянной скорости перемещения в двигательном режиме работы и при увеличенной на 30 % в генераторном режиме работы двигатель за поездку, в отличие от расчета при неучете изменения КПД привода, является потребителем энергии. В первом случае результирующее потребление мощности составляет 122,9 Вт, а во втором – 64,61 Вт, т. е. увеличение скорости перемещения кабины лифта при работе

двигателя в режиме рекуперативного торможения (конкретно на 30 %) в среднестатистической круговой поездке на три этажа сохраняет в итоге работу двигателя как потребителя электроэнергии, но с потреблением энергии на 90 % меньше, что позволяет говорить о возможном увеличении энергосбережения в регулируемых безредукторных электроприводах лифтов при увеличении скорости кабины лифта выше номинальной в зависимости от загрузки кабины в рекуперативных режимах работы.

Выводы

С целью повышения энергоэффективности пассажирских лифтов с безредукторной лебедкой возможно увеличение номинальной скорости движения кабины лифтов в пределах круговой поездки в режимах, при которых вероятен рекуперативный режим работы двигателя. Это увеличение номинальной скорости определяется возможностями используемого двигателя (СДПМ с поверхностным расположением магнитов на роторе – ориентировочно увеличение скорости на 20...30 %) и загрузкой ка-

бины. Для среднестатистической поездки на три этажа вверх-вниз при загрузке кабины 0,35 номинальной и скорости движения кабины лифта в рекуперативном режиме, равной $1,3\omega_{ном}$, двигатель, с учетом изменения КПД привода при регулировании скорости, потребляет на 90 % меньше в сравнении с такой же поездкой при неизменной номинальной скорости движения кабины, что и создает предпосылки для повышения энергоэффективности безредукторных лифтов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Коваль, А. С. Электромеханическая система лифтов со скоростью до 2 м/с / А. С. Коваль, А. В. Шваяков // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2009. – № 4. – С. 113–120.
2. Коваль, А. С. К вопросу разработки электропривода пассажирских лифтов с регулируемой номинальной скоростью движения кабины лифта / А. С. Коваль, Е. В. Ефименко // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2015. – № 1. – С. 96–102.
3. Гайдукевич, В. И. Случайные нагрузки силовых электроприводов / В. И. Гайдукевич, В. С. Титов. – Москва : Энергоатомиздат, 1983. – 159 с.
4. Бойко, А. А. Особенности расчета загрузки пассажирских лифтов / А. А. Бойко // Підйомно-транспортна техніка. – 2014. – Вып. 1 (41). – С. 90–93.
5. Фираго, Б. И. Теория электропривода : учебное пособие / Б. И. Фираго, Л. Б. Павлячик. – 2-е изд. – Минск, 2007. – 585 с.
6. Бойко, А. А. Предварительный анализ возможности рекуперации энергии в лифтовых подъемных механизмах / А. А. Бойко // Підйомно-транспортна техніка. – 2013. – Вып. 3 (39). – С. 69–74.
7. Афонин, И. В. Моделирование работы безредукторного электропривода лифта / И. В. Афонин, Р. В. Родионов // Лифт. – 2009. – № 2. – С. 42–46.
8. Кругликов, О. В. Асинхронные частотно-регулируемые электродвигатели для привода безредукторных лифтовых лебедок : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 54.09.03 / О. В. Кругликов ; Нац. исследоват. ун-т МЭИ. – Москва, 2015. – 19 с.

Статья сдана в редакцию 16 ноября 2018 года

Александр Сергеевич Коваль, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет.
E-mail: etf@bru.by.

Александр Игоревич Артеменко, аспирант, Белорусско-Российский университет.

Aleksandr Sergeyeovich Koval, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University.
E-mail: etf@bru.by.

Aleksandr Igorevich Artemenko, PhD student, Belarusian-Russian University.

УДК 62-83:621

А. С. Коваль, А. И. Артеменко

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

UDC 62-83:621

A. S. Koval, A. I. Artemenko

ON THE SELECTION OF SPEED CONTROLLER PARAMETERS AND THE FORMATION OF MOTION TACHOGRAMS IN ELEVATOR ADJUSTABLE DRIVES

Аннотация

Вопросы повышения эффективности работы лифтов при использовании регулируемых электроприводов в массовых лифтах постоянно привлекают внимание. Эффективность работы лифтов определяется в том числе и их производительностью. Показано, что увеличение номинальной скорости перемещения кабины лифта при работе двигателя привода лифта в рекуперативном режиме вместе с возможным уменьшением общего энергопотребления за среднестатистическую круговую поездку (спуск-подъем кабины) создает предпосылки и для повышения производительности лифтов с безредукторными частотно-регулируемыми электроприводами переменного тока.

Ключевые слова:

лифт, регулируемый электропривод, энергосбережение, производительность лифта, рекуперативный режим работы, круговая поездка, повышение производительности лифта, скорость перемещения лифта.

Abstract

The control strategy for adjustable drives in elevators is determined by the need to provide comfortable ride characteristics. It is shown that the required tachograms of the elevator car movement are formed by the speed selectors with response speed of the control system limited by settings of the speed loop, whose parameters are determined based on the amplitude-frequency criterion with the cutoff frequency of the designed system lower than the minimum resonance frequency of the mechanical subsystem of the electric drive.

Keywords:

elevator, elastic properties of ropes, transient processes in the mechanical subsystem of elevators, transfer functions, speed controller, mechanical subsystem, resonant frequencies.

На сегодняшний день частотно-регулируемый ЭП переменного тока – основной тип регулируемого привода в лифтах [1]. Особенностью приводов лифтов является работа с меняющейся нагрузкой, что обеспечивает работу привода как в двигательных режимах, так и в генераторных (рекуперативное торможение). Последние режимы привлекают все больше внимания, т. к. позволяют экономить потребляемую энер-

гию, а в лифтах, эксплуатирующихся в жилых зданиях, порядка 30 % энергопотребления связано с работой электропривода. Если в редукторных приводах лифтов, с учетом КПД редуктора, использование генераторных режимов малоэффективно, то в безредукторных регулируемых приводах появляется возможность более эффективного использования рекуперированной энергии. Генераторные режимы работы лифта мо-

гут прогнозироваться с учетом загрузки кабины лифта и направления её движения. Типовые варианты таких режимов работы: подъем пустой кабины, спуск полностью груженной кабины. Как уже отмечалось, работе лифтов свойственна постоянно меняющаяся загрузка кабины лифта, которая определяется случайным характером пассажиропотока как в жилых, так и в административных зданиях [2]. Усредненная загрузка кабины лифта в жилых зданиях, вычисленная по приведенным одно- и четырехчасовым пиковым графикам, составляет от 0,37 до 0,33 номинальной, что близко к режиму движения с уравновешенной кабиной [3] и для которого рекуперативное торможение двигателя тоже вероятно. Величина рекуперированной двигателем привода лифта энергии определяется и скоростью перемещения кабины лифта. Максимальный эффект использования генераторных режимов работы может быть достигнут, если номинальная скорость перемещения кабины лифта возрастет для всех тех поездок, где возможен такой режим работы. Ограничением увеличения скорости для электропривода лифта, рассчитанного на заданную номинальную скорость перемещения, являются характеристики применяемых двигателей [4]. Например, лифтовый синхронный двигатель пере-

менного тока с поверхностным расположением магнитов (СДПМ) допускает увеличение скорости ориентировочно на 20...30 % от номинальной. Увеличение скорости перемещения в пределах круговой поездки (подъем-спуск кабины) кабины лифта в генераторных режимах выше номинальной также формирует предпосылки и для роста производительности лифта, которая непосредственно связана со скоростью движения кабины. Оценим, например, возможное изменение в производительности лифтов при работе в круговой поездке с увеличенной номинальной скоростью перемещения кабины до 30 % в режиме подъема кабины при её загрузке, меньшей номинальной (рекуперативное торможение двигателя привода наиболее вероятно). Исходные данные для расчета приведены в табл. 1. Методика расчета изложена в [5]. Пример для расчета взят из [6]. Рассматриваем режимы:

- круговая поездка совершается с постоянной номинальной скоростью движения кабины;
- круговая поездка совершается с увеличенной номинальной скоростью перемещения кабины, например, только при спуске кабины.

Табл. 1. Исходные данные для расчета

H_b , м	h , м	N_n	N_c	t_n , с	t_o , с	k_t
33,6	2,5	12,71	8,02	35,4	10	1,05

Второй режим создает предпосылки для повышения производительности лифта. Рассчитаем возможное изменение в этом случае производительности лифта.

Производительность лифта при двустороннем пассажиропотоке [5]

$$P = \frac{3600(y_n + y_c)}{T}, \quad (1)$$

где y_n , y_c – коэффициенты заполнения кабины при подъеме и спуске; T – время кругового рейса.

Обозначим следующее:

$$3600(y_n + y_c) = Y.$$

Тогда (1) имеет вид:

$$P = \frac{Y}{T}.$$

Единственная величина, зависящая от скорости лифта, – время кругового рейса кабины:

$$T = \frac{2H_b + h(N_n + N_c + 1)}{V} + k_t [t_0(N_n + n_c + 1) + t_n], \quad (2)$$

где H_b – вероятная высота подъема кабины лифта; h – путь движения кабины с неустановившейся скоростью при разгоне и замедлении; N_n, N_c – число вероятных остановок кабины при подъеме и спуске; V – расчетная скорость установившегося движения кабины; k_t – коэффициент, учитывающий дополнительные затраты времени; t_0 – затраты времени на ускорение, замедление и пуск лифта, на открытие и закрывание дверей кабины; t_n – затраты времени на вход и выход пассажиров при движении вверх и вниз.

Время кругового рейса T можно представить в виде

$$T = \frac{a_1}{V} + b, \quad (3)$$

где $a_1 = 2H_b + h(N_n + N_c + 1)$; $b = k_t [t_0(N_n + N_c + 1) + t_n]$.

Подставив (3) в (1), получим

$$P = \frac{YV}{a_1 + bV}.$$

Если считать величины h, t_0, k_t , входящие в выражение (3), неизменными и равными этим значениям при движении кабины лифта с постоянной скоростью вверх и вниз, то время кругового цикла при движении с разными скоростями вверх-вниз можно разделить на сумму времени подъема T_n и времени спуска T_c со скоростью $V_c = kV$ (k – коэффициент увеличения скорости при спуске):

$$T_1 = T_n + T_c = \frac{H_b + h(N_n + 0,5)}{V} \times k_t [t_0(N_n + 0,5) + 0,5t_n] + \frac{H_b + h(N_c + 0,5)}{V_c} \times k_t [t_0(N_c + 0,5) + 0,5t_n]. \quad (4)$$

Преобразуем выражение (4) к виду

$$T_1 = \frac{(k+1)H_b + h[0,5(k+1) + kN_n + N_c]}{kV} + k_t [t_0(N_c + N_n + 1) + t_n]. \quad (5)$$

Выражение для T_1 можно представить как

$$T_1 = \frac{a}{kV} + b, \quad (6)$$

где $a = (k+1)H_b + h[0,5(k+1) + kN_n + N_c]$.

Подставив (6) в (1), получим выражение производительности лифта с увеличенной скоростью спуска

$$P_1 = \frac{Y}{T_1} = \frac{YkV}{a + kbV}.$$

Изменение в производительности лифта

$$\Delta P = P_1 - P = \frac{YkV}{a + kbV} - \frac{YV}{a_1 + bV} = \frac{YV(ka_1 - a)}{(a_1 - bV)(a + kbV)}.$$

В процентном соотношении изменение производительности

$$\Delta P = \frac{P_1 - P}{P} \cdot 100\% = [(k-1)[H_b + h(N_c - 0,5)] / [H_b(k+1) + h[0,5(k+1) + kN_n + N_c] + kVk_t[t_0(N_n + N_c + 1) + t_n]].$$

Результаты расчета изменения производительности для лифта (см. табл. 1) при изменении скорости спуска в диапа-

зоне (1,1...1,3) $V_{ном}$ приведены в табл. 2.

Для лифта с номинальной скоростью перемещения 1,6 м/с увеличение скорости кабины лифта в круговой поездке при спуске от 10 до 30 % от номинальной сопровождается ростом произ-

водительности лифта от 0,9 до 2,26 %. Для этого же примера, но с номинальной скоростью лифта 1 м/с, такое же увеличение скорости при спуске дает рост производительности от 1,2 до 3,2 %.

Табл. 2. Изменение производительности лифта

$V_{ном}$	$kV_{ном}$	$\Delta P, \%$
1,6 м/с	$V = 1,1V_{ном}$	0,9
	$V = 1,2V_{ном}$	1,62
	$V = 1,3V_{ном}$	2,26
1,0 м/с	$V = 1,1V_{ном}$	1,2
	$V = 1,2V_{ном}$	2,3
	$V = 1,3V_{ном}$	3,2

В рассматриваемом примере круговая поездка – это подъем с нижнего этажа на верхний и обратно. Как и загрузка кабины лифта, этажность круговой поездки пассажирских лифтов определяется случайным пассажиропотоком, что не отражено в проведенном расчете.

В [3] в качестве среднестатистической поездки в жилых зданиях для лифтов определена круговая поездка, для которой среднее расстояние при подъеме составляет 9 м, а при спуске – 11,7 м. Рассмотрим круговой рейс кабины с увеличенной номинальной скоростью перемещения движения только вниз.

В этом случае при допущении одинаковой высоты подъема и спуска производительность лифта определяется выражением (1).

В формуле расчета времени кругового рейса T , с учетом нового значения номинальной скорости движения $V = kV_{ном}$, сделаем замену:

$$T_2 = \frac{a_1}{kV} + b = \frac{a_1 + kbV}{kV}.$$

Получим два выражения для времени кругового рейса T : T первоначальное и T_2 при увеличенной скорости перемещения вниз: $V = kV_{ном}$.

Тогда производительность лифта при времени круговой поездки T_2

$$P_2 = \frac{Y}{T_2} = \frac{YkV}{a_1 + kbV}.$$

Изменение производительности лифта

$$\begin{aligned} \Delta P_2 = P_2 - P &= \frac{YkV}{a_1 + kbV} - \frac{YV}{a_1 + bV} = \\ &= \frac{YVa_1(k-1)}{(a_1 + bV)(a_1 + kbV)}. \end{aligned}$$

Изменение производительности лифта в процентах

$$\Delta P = \frac{P_2 - P}{P} \cdot 100 \% = \frac{a_1(k-1)}{a_1 + kbV}.$$

Результаты расчета изменения производительности для лифта (табл. 3) приведены в табл. 4.

Табл. 3. Исходные данные для расчета

$H_b, \text{ м}$	$h, \text{ м}$	$N_n = N_c$	$t_n, \text{ с}$	$t_o, \text{ с}$	k_t
9	2,5	3	17,7	10	1,05

Табл. 4. Изменение производительности лифта

v	$kV_{\text{ном}}$	$\Delta P, \%$
1,6 м/с	$V = 1,1V_{\text{ном}}$	1,7
	$V = 1,2V_{\text{ном}}$	3,3
	$V = 1,3V_{\text{ном}}$	4,6
1 м/с	$V = 1,1V_{\text{ном}}$	2,5
	$V = 1,2V_{\text{ном}}$	4,8
	$V = 1,3V_{\text{ном}}$	6,8

Для среднестатистической круговой поездки увеличение номинальной скорости от 10 до 30 % при движении кабины в одну сторону (вниз) дает расчетное увеличение производительности лифта:

– при номинальной скорости перемещения кабины лифта 1 м/с – от 2,5 до 6,8 %;

– при номинальной скорости перемещения кабины лифта 1,6 м/с – от 1,7 до 4,6 %.

Приведенные расчеты показывают, что, наряду с возможным повышением энергоэффективности пассажирских лифтов за круговую поездку за счет увеличения номинальной скорости перемещения кабины лифта в режиме рекуперативного торможения (требует отдельной оценки), увеличение номинальной скорости перемещения кабины лифта в этих режимах создает предпосылки и для роста общей производительности лифта.

Выводы

С целью повышения энергоэффективности пассажирских лифтов с безредукторной лебедкой возможно увеличе-

ние номинальной скорости движения кабины лифтов в пределах круговой поездки в режимах, при которых вероятен генераторный режим работы двигателя. Это увеличение номинальной скорости определяется возможностями используемого двигателя (СДПМ с поверхностным расположением магнитов на роторе – ориентировочно на 20...30 %). Увеличение номинальной скорости перемещения кабины лифта в пределах круговой поездки создает предпосылки и для повышения общей производительности лифта. Для лифта с номинальной скоростью перемещения 1,6 м/с увеличение скорости кабины лифта в круговой поездке при спуске от 10 до 30 % от номинальной сопровождается ростом производительности лифта от 0,9 до 2,26 %. Для этого же примера, но с номинальной скоростью лифта 1 м/с, такое же увеличение скорости при спуске дает рост производительности от 1,2 до 3,2 %.

Для среднестатистической круговой поездки увеличение номинальной скорости от 10 до 30 % при движении кабины в одну сторону (вниз) дает расчетное увеличение производительности лифта:

– при номинальной скорости перемещения кабины лифта 1 м/с – от 2,5 до 6,8 %;

– при номинальной скорости перемещения кабины лифта 1,6 м/с – от 1,7 до 4,6 %.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Коваль, А. С.** Электромеханическая система лифтов со скоростью до 2 м/с / А. С. Коваль, А. В. Шваяков // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2009. – № 4. – С. 113–120.
2. **Гайдукевич, В. И.** Случайные нагрузки силовых электроприводов / В. И. Гайдукевич, В. С. Титов. – Москва : Энергоатомиздат, 1983. – 159 с.
3. **Бойко, А. А.** Особенности расчета загрузки пассажирских лифтов / А. А. Бойко // Підйомно-транспортна техніка. – 2014. – Вып. 1 (41). – С. 90–93.
4. **Коваль, А. С.** К вопросу разработки электропривода пассажирских лифтов с регулируемой номинальной скоростью движения кабины лифта / А. С. Коваль, Е. В. Ефименко // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2015. – № 1. – С. 96–102.
5. Лифты : учебник для вузов / Г. Г. Архангельский [и др.] ; под общ. ред. Д. П. Волкова. – Москва : Изд-во Ассоц. строит. вузов, 1999. – 479 с.
6. Справочное пособие к СНиП 2.08–01–89 / Проектирование жилых зданий. Объемно-планировочные решения. – Москва : Стройиздат, 1991.

Статья сдана в редакцию 16 ноября 2018 года

Александр Сергеевич Коваль, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет.
E-mail: etf@bru.by.

Александр Игоревич Артеменко, аспирант, Белорусско-Российский университет.

Aleksandr Sergeyevich Koval, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University.
E-mail: etf@bru.by.

Aleksandr Igorevich Artemenko, PhD student, Belarusian-Russian University.

УДК 62-83:621

А. С. Коваль, А. И. Артеменко

К ВОПРОСУ ВЫБОРА ПАРАМЕТРОВ РЕГУЛЯТОРА СКОРОСТИ И ФОРМИРОВАНИЮ ТАХОГРАММ ДВИЖЕНИЯ В РЕГУЛИРУЕМЫХ ПРИВОДАХ ЛИФТОВ

UDC 62-83:621

A. S. Koval, A. I. Artemenko

ON THE SELECTION OF SPEED CONTROLLER PARAMETERS AND THE FORMATION OF MOTION TACHOGRAMS IN ELEVATOR ADJUSTABLE DRIVES

Аннотация

Стратегия управления в регулируемых приводах лифтов определяется необходимостью обеспечения комфортных характеристик поездки. Показано, что требуемые тахограммы движения кабины лифта формируются задатчиками скорости при быстром действии системы управления, ограниченном настройками скоростного контура, параметры которого определяются на основании амплитудно-частотного критерия при частоте среза проектируемой системы, меньшей, чем наименьшая частота резонанса механической подсистемы электропривода.

Ключевые слова:

лифт, упругие свойства канатов, переходные процессы в механической подсистеме лифта, передаточные функции, регулятор скорости, механическая подсистема, резонансные частоты.

Abstract

The control strategy for adjustable drives in elevators is determined by the need to provide comfortable ride characteristics. It is shown that the required tachograms of the elevator car movement are formed by the speed selectors with response speed of the control system limited by settings of the speed loop, whose parameters are determined based on the amplitude-frequency criterion with the cutoff frequency of the designed system lower than the minimum resonance frequency of the mechanical subsystem of the electric drive.

Keywords:

elevator, elastic properties of ropes, transient processes in the mechanical subsystem of elevators, transfer functions, speed controller, mechanical subsystem, resonant frequencies.

В настоящее время основным типом применяемого электропривода в массовых лифтах является регулируемый редукторный или безредукторный электропривод переменного тока на базе асинхронного двигателя или синхронного двигателя с постоянными магнитами. Электропривод лифта как электромеханическая система с упругими кинематическими связями может быть представлен в виде электрической и механической подсистем [1]. Момент

двигателя, действуя в такой системе, может вызывать различный характер переходных процессов по скорости, в том числе и колебательный с собственными частотами колебаний механической подсистемы, которые в массовых лифтах могут меняться на порядок. В таких электроприводах решающую роль играет реакция системы электропривода на задающие воздействия при практически неизменных в течение времени поездки возмущающих воздей-

ствиях (загрузка кабины) с целью получения минимальной колебательности переходных процессов при ограничении рывка и ускорения кабины. При этом возможные и достаточно быстродействующие алгоритмы управления в электрической подсистеме электропривода, построенные на принципах последовательной коррекции, не могут быть использованы полностью по быстродействию, т. к. наличие упругих связей в механической подсистеме приводит к нарушению настроек привода, снижению устойчивости и возникновению нежелательных колебаний.

Механическая подсистема электропривода при наличии упругих связей

может рассматриваться как система с распределенными параметрами. Математическое описание в этом случае достаточно громоздкое, что затрудняет анализ и синтез соответствующих систем электропривода, и поэтому система с распределенными параметрами приводится к многомассовой. В частности, механическая подсистема привода лифтов рассматривается как трехмассовая система [2]. В этом случае передаточные функции по скорости кабины лифта, скорости двигателя (при входном воздействии – электромагнитный момент двигателя) имеют вид [3]:

$$W_6(p) = \frac{T_3 \cdot T_{пр} \cdot p^2 + 1}{p[T_3 \cdot T_1 \cdot T_K \cdot T_{пр} \cdot T_M \cdot p^4 + (T_1 \cdot T_M \cdot T_K + T_3 \cdot T_{пр} \cdot T_K + T_3 \cdot T_{пр} \cdot T_M) \cdot p^2 + T_K \cdot T_M]}; \quad (1)$$

$$W_8(p) = \frac{T_1 \cdot T_3 \cdot T_K \cdot T_{пр} \cdot p^4 + (T_{пр} \cdot T_3 + T_1 \cdot T_K) \cdot p^2 + 1}{p[T_3 \cdot T_1 \cdot T_K \cdot T_{пр} \cdot T_M \cdot p^4 + (T_1 \cdot T_M \cdot T_K + T_3 \cdot T_{пр} \cdot T_K + T_3 \cdot T_{пр} \cdot T_M) \cdot p^2 + T_K + T_M]}. \quad (2)$$

Постоянные времени, используемые в этих передаточных функциях для редукторного пассажирского лифта грузоподъемностью 400 кг и скоростью

движения 1 м/с (двигатель АЧ132-М6, передаточное число редуктора $i = 30$, количество стальных тросов ($d = 10,8$ мм) подвеса $n = 3$), приведены в табл. 1.

Табл. 1. Значения постоянных времени, используемых при расчетах

В секундах

T_1	T_3	T_K	$T_{пр}$	T_n	T_M
2,98	0,37	0,0044	0,0034	0,1	0,0025

В структурной схеме контура регулирования скорости векторного электропривода лифта (при постоянном потокоцеплении ротора) внутренний контур регулирования момента (тока i_{sy}) является быстродействующим, и при отработке задающих сигналов его мож-

но считать безынерционным. Структурная схема контура регулирования скорости электропривода с регулятором скорости для этого случая представлена на рис. 1, а без учета упругих связей – на рис. 2.

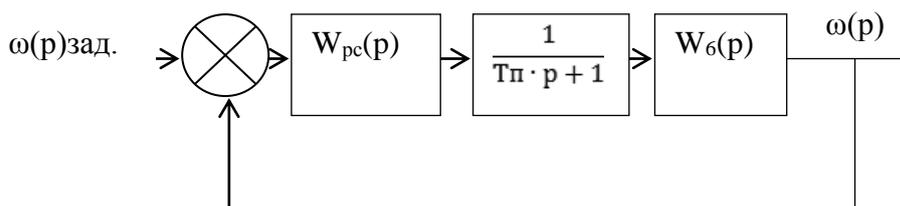


Рис. 1. Структурная схема электропривода при учете упругих связей

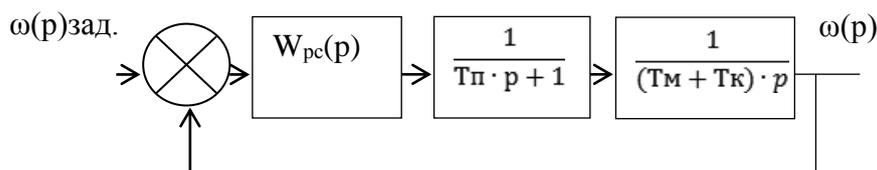


Рис. 2. Структурная схема электропривода лифта без учета упругих связей

Для структурной схемы (см. рис. 2) при стандартной настройке контура скорости на технический оптимум регулятор скорости пропорциональный с коэффициентом

$$k = \frac{T_m + T_k}{T_\pi}$$

Для рассматриваемого случая процессы по скорости кабины при единичном задающем сигнале без учета упругих связей механической подсистемы и с их учетом (кабина уравновешена) приведены на рис. 3.

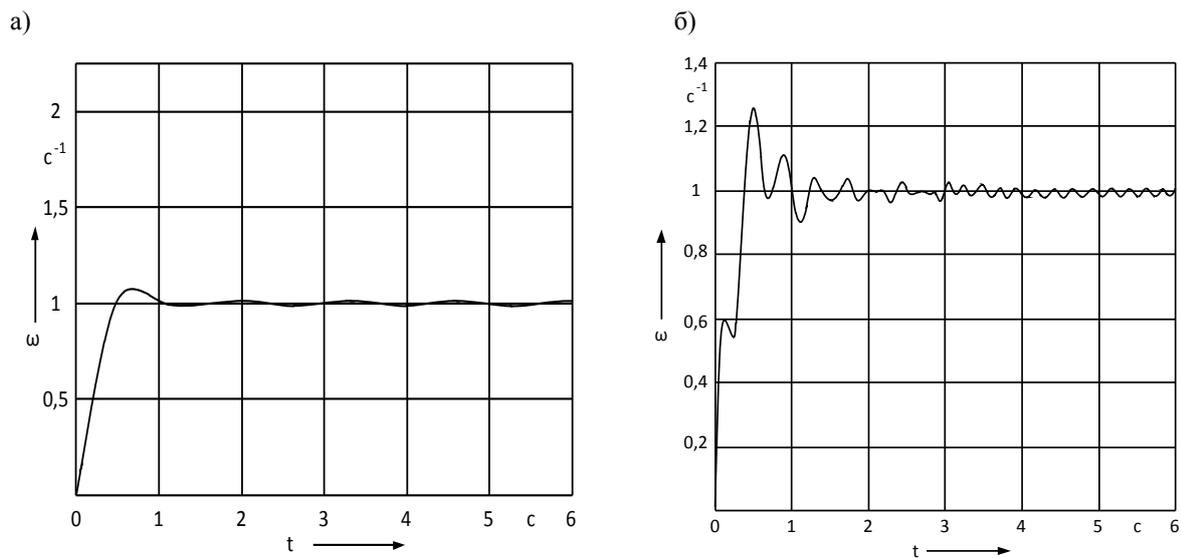


Рис. 3. Переходные процессы по скорости кабины (регулятор скорости пропорциональный) при единичном воздействии: а – без учета упругих связей; б – с учетом упругих связей

В приводах лифтов используется пропорционально-интегральный (ПИ) регулятор скорости, а не пропорциональный. Соотношения между коэффициентами усиления пропорциональной части K_p и интегральной части K_i ПИ-регулятора скорости и частотой среза Ω_{cp} проектируемой системы электропривода (см. рис. 2) могут быть получены на основе амплитудно-частотного критерия оптимальности [4], при использовании которого для настройки регуляторов на модальный оптимум требуется нахождение предела $\lim_{\omega \rightarrow 0} \frac{d^m A(\omega)}{d\omega^m}$ (где $A(\omega)$ – амплитудно-частотная характеристика замкнутого контура системы управления электропривода). Показано [4], что в этом случае

$$K_p(\omega) = \frac{\Omega_{cp}(T_M + T_K)}{\sqrt{2,5\eta}};$$

$$K_i(\omega) = \frac{4(T_M + T_K)\Omega_{cp}^2}{15\eta}, \quad (3)$$

где Ω_{cp} – частота среза контура регулирования скорости электропривода (выбирается значение, меньшее, чем значение наименьшей резонансной частоты механической подсистемы); η – КПД редуктора (редукторный регулируемый электропривод).

При учете КПД редуктора и коэффициента передачи внутреннего контура регулирования тока преобразователя коэффициенты ПИ-регулятора могут быть уточнены:

$$K_p(\omega) = \frac{\Omega_{cp}(T_M + T_K)}{\sqrt{2,5\eta}K};$$

$$K_i(\omega) = \frac{4(T_M + T_K)\Omega_{cp}^2}{15\eta K},$$

где K – коэффициент передачи контура тока.

Процессы по скорости кабины с учетом упругих связей и без учета для единичного задающего воздействия (кабина уравновешена) при выборе параметров регулятора скорости по (3) показаны на рис. 4.

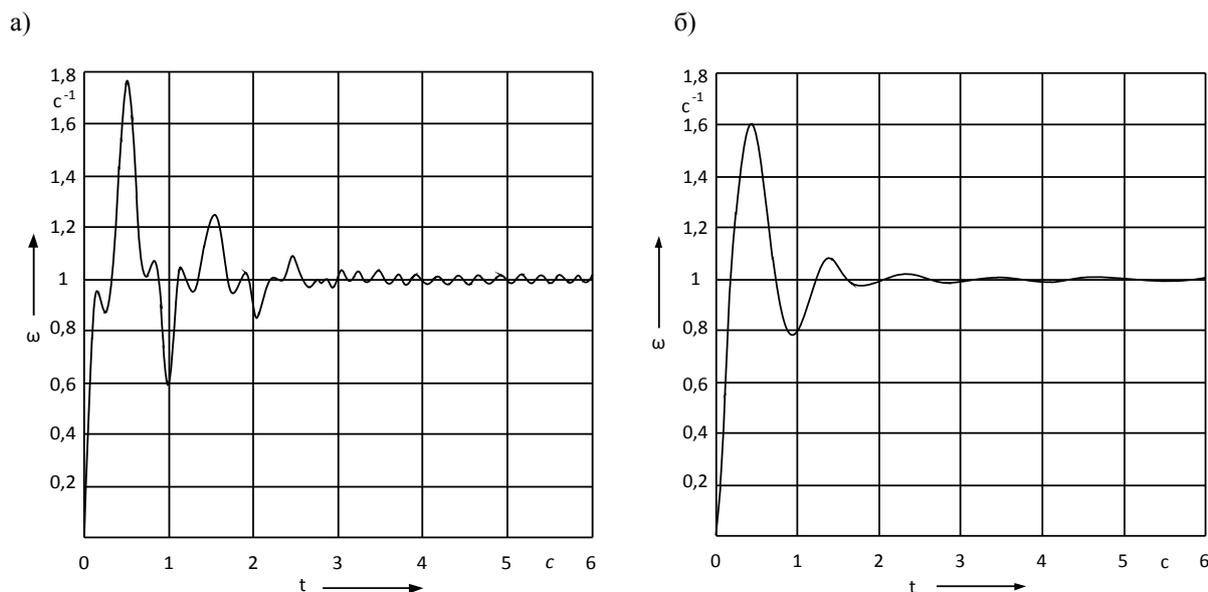


Рис. 4. Переходные процессы по скорости кабины (регулятор скорости пропорционально-интегральный, частота среза системы равна 10,67 рад/с) при единичном воздействии: а – с учетом упругих связей; б – без учета упругих связей

Завышение частоты среза привода при настройке регуляторов увеличивает

колебательность процессов (рис. 5).

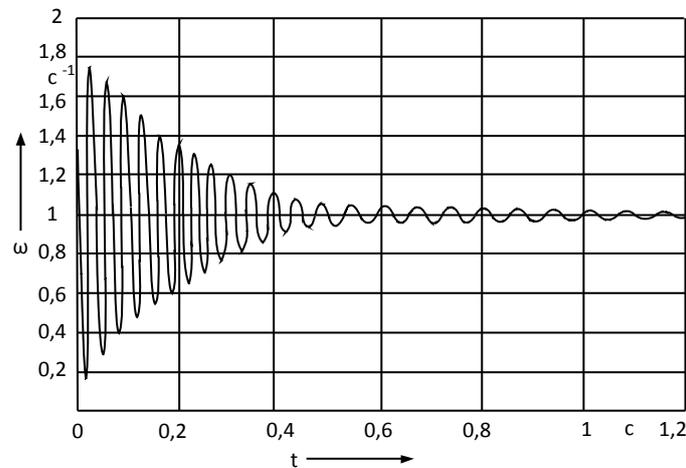


Рис. 5. Переходные процессы по скорости кабины (регулятор скорости пропорционально-интегральный, частота среза равна 15 рад/с) при единичном задающем сигнале

В электроприводе лифтов есть еще один фактор, влияющий на процессы в механической подсистеме привода лифта и позволяющий получить в структуре (см. рис. 1) апериодический процесс. Это необходимость формирования темпа разгона и торможения кабины лифта с учетом ограничений на рывок и ускорение с помощью задатчика. Формирование меняющегося во времени сигнала задания на электропривод с упругими связями уменьшает колебательность в механической подсистеме. Требуемые тахограммы движения кабины лифта могут быть сформированы разными способами и иметь различные характеристики. Наиболее употребительна в приводах лифтов так называемая S-образная кривая разгона и торможения. На рис. 6 показаны переходные процессы по скорости пуска кабины для электропривода (см. рис. 1) при времени пуска 2 с и настройках регулятора скорости по (3). Увеличение времени пуска уменьшает колебательность процесса пуска.

Желательно получить минимальное время пуска при выполнении ком-

фортных требований к поездке в лифте. В [5] показано, что формируемая S-кривая разгона и торможения с минимальным временем пуска может рассматриваться как гармонический сигнал с частотой, определяемой временем движения при постоянном рывке и ускорении. При выборе этой частоты по минимальной частоте резонанса механической подсистемы возможна реализация минимального времени пуска привода лифта.

Таким образом, задание задатчиком требуемой тахограммы движения кабины лифта и ее отработка (при выбранном по минимальной резонансной частоте механической подсистемы быстродействии системы управления) электроприводом обеспечивают приемлемое качество переходных процессов при необходимой производительности лифта, что и определяют в целом стратегию управления в регулируемых приводах лифтов.

В электроприводах с упругими связями возможно применение фильтров [6], например, нижних частот и режекторных, позволяющих подавить колебания на определенных частотах,

больших полосы пропускания электропривода (внешние помехи и возможные собственные частоты нежестких соединений). Современные контроллеры управления электроприводами имеют частотные анализаторы, которые позволяют идентифицировать по частотным характеристикам объект управления с упруговязкими связями и достаточно

точно и эффективно настраивать соответствующие фильтры. ЛАЧХ электропривода применительно к структуре электропривода лифта (см. рис. 1) при частоте резонанса механической подсистемы 10,67 рад/с и использовании в контуре скорости режекторного фильтра, настроенного на эту частоту, представлена на рис. 7.

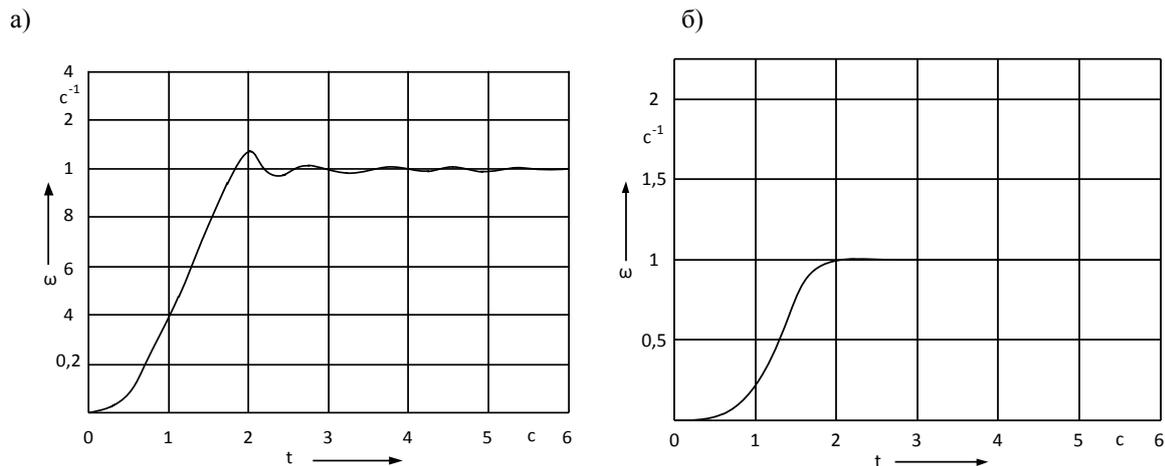


Рис. 6. Переходные процессы по скорости кабины (регулятор скорости пропорционально-интегральный, частота среза системы равна 10,67 рад/с) при времени пуска 2 с: а – с учетом упругих связей; б – без учета упругих связей

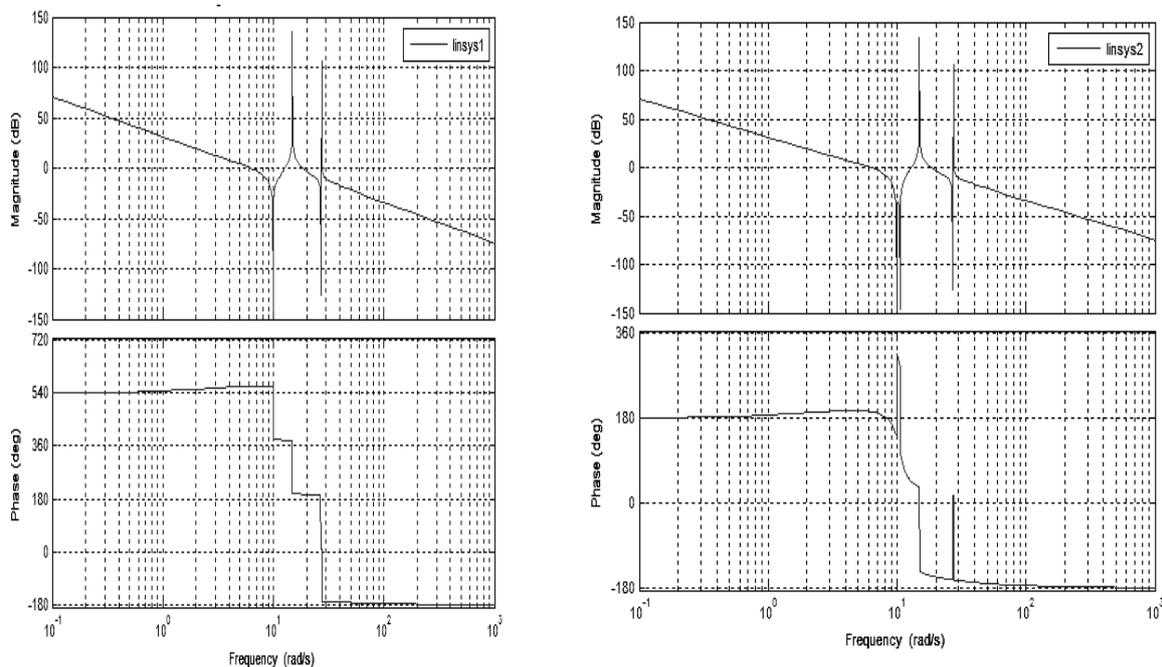


Рис. 7. Частотные характеристики привода лифта (регулятор скорости пропорционально-интегральный, частота среза системы равна 10,67 рад/с): а – без режекторного фильтра; б – при наличии фильтра (настроен на частоту среза 10,67 рад/с)

Применение режекторного фильтра увеличивает запас устойчивости на резонансной частоте при сохранении коэффициента передачи регулятора скорости, что и позволяет использовать его в системах с упругими связями. Так как частоты собственных колебаний в приводе лифтов, как и во всех подъемных механизмах, меняются в существенном диапазоне с изменением длины тросов подвеса, то задача выбора фильтров в этом случае не тривиальна.

Таким образом, использование фильтров в лифтах и подъемно-транспортных механизмах не решает проблему возможных колебаний на резонансных частотах. Комфортность поездки в этих механизмах обеспечивается со стороны электрической подсистемы электропривода выбором частоты среза системы и настройкой регулятора скорости по наименьшей резонансной частоте механической подсистемы при формировании управляемого пуска и торможения задатчиком.

Выводы

1. Быстродействие и запас устойчивости регулируемого привода в лифтах определяется контуром скорости. Его параметры определяются на основании амплитудно-частотного критерия при частоте среза проектируемой системы, меньшей, чем наименьшая частота резонанса в механической подсистеме электропривода. Применение фильтров в системах электропривода лифтов с целью увеличения запаса устойчивости электропривода неэффективно, т. к. резонансные частоты механической подсистемы электропривода лифта меняются в значительном диапазоне, что требует перенастройки фильтров и существенного увеличения их количества.

2. Требуемые по условиям комфортности поездки тахограммы движения в лифтах формируются регулируемым электроприводом по сигналам задающего устройства с минимальным временем управляемого пуска, определяемым, например, временем разгона с постоянным рывком и ускорением.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Коваль, А. С. Электромеханическая система лифтов со скоростью до 2 м/с / А. С. Коваль, А. В. Шваяков // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2009. – № 4. – С. 113–120.
2. Чупрасов, В. В. Исследование динамики электроприводов лифтов : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.09.03 / В. В. Чупрасов ; Моск. энергет. ин-т. – Москва, 1976. – 19 с.
3. Коваль, А. С. Передаточные функции механической подсистемы редукторного электропривода лифтов / А. С. Коваль, Н. С. Лагун // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2015. – № 2. – С. 112–118.
4. Коваль, А. С. К вопросу построения нечеткого регулятора скорости для электропривода при ПУМ с ШИМ лифтовой установки / А. С. Коваль, А. В. Шваяков // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2008. – № 1. – С. 114–122.
5. Шваяков, А. В. Система векторного управления редукторным электроприводом лифта с нелинейным регулятором скорости : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.09.03 / А. В. Шваяков ; БНТУ. – Минск, 2014. – 23 с.
6. Ганнель, Л. В. Применение встроенных фильтров для подавления колебаний линейного упругого электропривода из-за понижения эффективной массы / Л. В. Ганнель // Электротехника. – 2013. – № 3. – С. 33–36.

Статья сдана в редакцию 29 октября 2018 года

Александр Сергеевич Коваль, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет.
E-mail: etf@bru.by.

Александр Игоревич Артеменко, аспирант, Белорусско-Российский университет.

Aleksandr Sergeevich Koval, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University.
E-mail: etf@bru.by.

Aleksandr Igorevich Artemenko, PhD student, Belarusian-Russian University.

УДК 621.3

Г. С. Ленеvский, О. А. Капитонов, А. С. Третьяков

РАЗРАБОТКА УТОЧНЕННОЙ ЭЛЕКТРОМАГНИТНОЙ МОДЕЛИ АСИНХРОННОГО ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ

UDC 621.3

G. S. Lenevsky, O. A. Kapitonov, A. S. Tretiakov

DEVELOPMENT OF THE REFINED ELECTROMAGNETIC MODEL OF AN ASYNCHRONOUS ELECTRIC MOTOR

Аннотация

Описаны уточненная электромагнитная модель асинхронного электродвигателя и ее составные части. Обоснована необходимость идентификации параметров схемы замещения асинхронного электродвигателя, а также учета зависимостей активных и индуктивных сопротивлений от скольжения. Проведены анализ и сравнительная оценка существующих методик идентификации. На основании анализа разработана оригинальная методика расчета параметров схемы замещения. Представлена методика учета потерь в стали и эффекта вытеснения тока в стержнях ротора исследуемого электродвигателя.

Ключевые слова:

асинхронный электродвигатель, схема замещения, идентификация параметров, эффект вытеснения тока.

Abstract

The refined electromagnetic model of an asynchronous electric motor and its components are described. The necessity of identifying equivalent circuit parameters for the asynchronous electric motor is justified. It is also essential to take into account the dependence of active resistance and inductive reactance on the rotor slip. The analysis and comparative assessment of the existing identification techniques were performed. Based on the analysis, the original method for calculating equivalent circuit parameters was developed. The method to record steel losses and the effect of current displacement in rotor rods of the investigated electric motor is presented.

Keywords:

asynchronous electric motor, identification of equivalent circuit parameters, current displacement.

Введение

При расчете и моделировании электромагнитных процессов асинхронного электродвигателя одной из задач является расчет параметров схемы замещения. Более того, знание и точное определение этих параметров очень важно, например, при векторном управлении асинхронным электродвигателем.

Многие факторы оказывают влияние на переходные процессы асинхронного электродвигателя: изменение ак-

тивного и реактивного сопротивлений в функции скольжения, наличие потерь в стали, эффект вытеснения тока в стержневой обмотке ротора и т. д.

Цель работы – разработка электромагнитной модели, учитывающей:

- 1) зависимость активных и индуктивных сопротивлений схемы замещения асинхронного электродвигателя от скольжения;
- 2) потери в стали;
- 3) эффект вытеснения тока ротора.

Обзор методов расчета параметров схемы замещения асинхронного электродвигателя

В настоящее время существует большое количество публикаций на данную тематику. В основе каждой из методик лежит Т- или Г-образная схема замещения. Исходными данными являются каталожные данные двигателя. На основании уравнений, выведенных по расчетной схеме замещения, и известных зависимостей из курсов «Теоретические основы электротехники», «Электрические машины» и «Теория электропривода» путем последовательных преобразований получают выражения для расчета параметров схемы замещения.

Пример расчета параметров схемы замещения по методике М. С. Макеева, А. А. Кувшинова представлен в [1]. В качестве исходных данных используются каталожные данные двигателя. Исходя из потребляемой мощности, выбираются и записываются уравнения и рассчитывается ток холостого тока. Далее на основании расчета дополнительных коэффициентов рассчитываются параметры схемы замещения. Достоинство данной методики в том, что она не содержит итераций и имеет большую точность вычислений.

Пример расчета параметров схемы замещения по методике А. А. Усольцева, Д. В. Лукичева представлен в [2]. В качестве исходных данных используются каталожные данные асинхронного двигателя. Особенностью этой модели является зависимость расчетных параметров схемы замещения в виде функций коэффициента a , изменяющегося в пределах $0 < a < 1/s_{\max}$. Следовательно, задача сводится к определению данного коэффициента, но по параметрам механической характеристики значение a можно однозначно определить, только если известно критическое скольжение. Достоинством рассматриваемой мето-

дики является высокая сходимость и точность вычисления для большого ряда мощностей АД. Основным недостатком заключается в наличии итераций.

Пример расчета параметров схемы замещения по методике Б. И. Фираго представлен в [3, 4]. В качестве исходных данных используются каталожные данные асинхронного электродвигателя. Вначале рассчитываются номинальные параметры двигателя, затем – потери и вспомогательные параметры. Далее рассчитываются текущие значения параметров схемы замещения. После проверяется условие схождения расчетной погрешности к заданной. Как только условие выполняется, расчет параметров схемы замещения заканчивается. Достоинством методики Б. И. Фираго является ее универсальность и высокая точность расчетов. Недостатки заключаются в наличии итераций и применимости только в диапазоне скольжений от $-s_n$ до $+s_n$ для обеспечения высокой точности вычислений.

Также можно вспомнить публикации на данную тематику таких ученых, как А. В. Островский [5], Ю. А. Мощинский [6], С. И. Качин [7]. Их разработки имеют похожие алгоритмы расчета, рассмотренные ранее, но применимые для конкретных задач.

В [3, с. 46–57] наглядно показано, что при переменных параметрах асинхронного двигателя использование справочных и каталожных данных приводит к искаженным, лишеным смысла результатам. Дело в том, что активные и индуктивные сопротивления являются зависимыми от скольжения в различных режимах работы.

Предлагаемые методики могут быть применены для анализа и разработки импульсного устройства плавного пуска, рассмотренного в [8, 9], а также для расчета тепловентиляционных процессов по методике, изложенной в [10].

Описание методики расчета параметров схемы замещения

Для решения задачи получения параметров схемы замещения, пригодных для применения в диапазоне скольжений от 0 до 2, предложены уточнен-

ная математическая модель асинхронного электродвигателя и методика расчета параметров данной модели.

В качестве основных параметров предлагаемой модели используются параметры Т-образной схемы замещения, представленной на рис. 1.

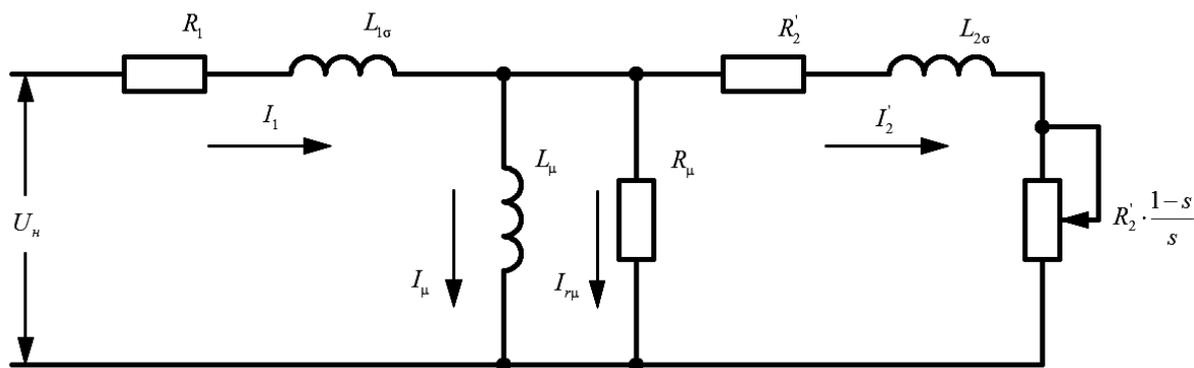


Рис. 1. Т-образная схема замещения асинхронного электродвигателя: R_1 – активное сопротивление обмотки статора, Ом; R_2' – активное сопротивление статора, приведенное к обмотке ротора, Ом; $L_{1\sigma}$ – индуктивность рассеивания обмотки статора, Гн; $L_{2\sigma}$ – индуктивность рассеивания обмотки ротора, Гн; L_μ – взаимная индуктивность обмоток статора и ротора, Гн; R_μ – взаимное сопротивление обмоток статора и ротора, Ом

Исходными данными для расчета являются:

- 1) номинальный момент электродвигателя M_n , Н·м;
 - 2) номинальный ток статора I_1 , А;
 - 3) номинальная скорость вращения ротора n_n , об/мин;
 - 4) номинальный КПД η_n ;
 - 5) номинальный коэффициент мощности $\cos(\varphi)_n$;
 - 6) номинальное напряжение питания U_n , В;
 - 7) синхронная скорость вращения поля статора n_0 , об/мин;
 - 8) потери мощности в обмотке статора в номинальном режиме ΔP_{1n} , Вт;
 - 9) потери мощности в обмотке ротора в номинальном режиме ΔP_{2n} , Вт;
 - 10) потери в стали статора в номинальном режиме ΔP_{sn} , Вт.
- Параметры из пп. 1–7 являются

каталожными данными либо могут быть рассчитаны непосредственно по каталожным данным. Параметры из пп. 8–10 могут быть взяты из протокола заводских испытаний электродвигателя либо получены путем расчета по методике, изложенной в ГОСТ 7217–87.

Далее может быть составлена по законам Кирхгофа система уравнений Т-образной схемы замещения:

$$\begin{cases} U_n = I_1 R_1 + jX_1 I_1 + jX_\mu I_\mu; \\ 0 = I_2' R_2' / s + jX_2' I_2' - jX_\mu I_\mu; \\ 0 = jX_\mu I_\mu - R_\mu I_{г\mu}; \\ 0 = I_1 - I_2' - I_\mu - I_{г\mu}. \end{cases} \quad (1)$$

Решив систему уравнений (1) для произвольных значений параметров схемы замещения и скольжения $s = s_n$, можно получить значения токов статора, ротора и цепи намагничивания электродвигателя. Затем необходимо рас-

считать значения потерь мощности, КПД и коэффициента мощности:

$$\Delta P_1 = I_1^2 R_1; \quad (2)$$

$$\Delta P_2 = I_2^2 R_2'; \quad (3)$$

$$\Delta P_s = I_{r\mu}^2 R_{\mu}; \quad (4)$$

$$\eta = \frac{I_2^2 R_2' \frac{1-s}{s}}{\Re(U_1 \cdot I_1)}; \quad (5)$$

$$\cos(\varphi) = \cos(\arg(U_1 \cdot I_1)); \quad (6)$$

$$M = \frac{I_2^2 R_2'}{\omega_0 s}. \quad (7)$$

Алгоритм метода заключается в поиске одним из численных методов оптимизации нелинейных функций таких значений параметров схемы замещения, которые дают наименьшее значение следующей целевой функции:

$$F = k_0 |\Delta P_1 - \Delta P_{1n}| + k_1 |\Delta P_2 - \Delta P_{2n}| + k_2 |\Delta P_s - \Delta P_{sn}| + k_3 |\eta - \eta_n| + k_4 |\cos(\varphi) - \cos(\varphi)_n| + k_5 |I_1 - I_{1n}| + k_6 |M - M_n|, \quad (8)$$

где $k_0 \dots k_6$ – весовые коэффициенты, выбираемые исходя из важности масштаба параметров по принципу Парето.

В результате расчета по изложенной методике получены следующие значения параметров схемы замещения для электродвигателя АИР100S4 для номинального режима работы:

1) активное сопротивление обмотки статора $R_1 = 2,3$ Ом;

2) активное сопротивление статора, приведенное к обмотке ротора, $R_2' = 2,09$ Ом;

3) индуктивность рассеивания обмотки статора $L_{1\sigma} = 1,102704e - 02$ Гн;

4) индуктивность рассеивания об-

мотки ротора $L_{2\sigma} = 1,102704e - 02$ Гн;

5) взаимная индуктивность обмоток статора и ротора $L_{\mu} = 2,333212e - 01$ Гн.

В случае применения предлагаемой методики в микропрограмме силового преобразователя для идентификации параметров электродвигателя необходимые опыты могут быть проведены в ходе процедуры автоматической адаптации электродвигателя при наладке электропривода.

Обзор методов расчета потерь в стали и эффекта вытеснения тока в стержнях ротора исследуемого электродвигателя

При синусоидальном напряжении питания частотой 50 Гц расчет потерь в стали может быть произведен по одной из известных в теории проектирования электрических машин методик. В случае при работе двигателя от силового преобразователя возникает ряд проблем при определении данных потерь.

Пренебрежение эффектом вытеснения тока в роторе электродвигателя при моделировании машин малой мощности влечет за собой существенные расхождения результатов моделирования с работой реального электродвигателя при высоком скольжении, что наиболее сильно проявляется при моделировании устройств плавного пуска и прямого пуска. Эффект вытеснения тока приводит к значительному увеличению пускового момента и уменьшению пускового тока.

Ввиду большой сложности математического описания расчета потерь стали и учета эффекта вытеснения тока при несинусоидальном напряжении питания при выполнении студенческих, научных работ, а также диссертационных исследований подобные вопросы рассматриваются в крайне упрощенном

варианте либо вообще опускаются (кроме случаев исследований по данной тематике).

Как правило, при расчете потерь при несинусоидальном напряжении питания рассматривается разложение потерь на составляющие. Так, Ю. Б. Казаковым, Н. К. Швецовым в [11] предложена аналитическая методика расчета потерь в стали асинхронных двигателей при питании от полигармонических источников напряжения, включающая выявление спектра и амплитуд гармоник, разделение потерь в стали на потери от вихревых токов и гистерезис и определение потерь для каждой гармоники с учетом эффекта размагничивающего действия вихревых токов.

При расчете электромагнитных процессов при учете эффекта вытеснения тока обычно используется ряд программного обеспечения. Например, И. Б. Цодиком, К. В. Худобиным в [12] описана методика синтеза математической модели асинхронного двигателя. Предлагается выполнять эксперименты в следующей последовательности. В среде AutoCAD строятся геометрические модели, после импорта которых в Comsol Multiphysics и последующей доработки под управлением Matlab производится расчет коэффициентов и зависимостей, которые используются в математической модели асинхронного двигателя.

Моделирование потерь в стали и эффекта вытеснения тока в стержнях ротора исследуемого электродвигателя

Для моделирования работы двигателя при значениях скольжения больше номинального необходимо учесть зависимость приведенного сопротивления ротора и приведенной индуктивности рассеивания ротора от скольжения.

Сделать это можно по методике, изложенной в [3, 10]:

$$R'_2(s) = R'_{2,0} + \frac{R'_{2n} - R'_{2,0}}{1 - s_n}(s - s_n); \quad (9)$$

$$X_k(s) = \frac{X_{k,0}}{1 + k(s - s_n)}; \quad (10)$$

$$k = \left(\frac{X_{k,0}}{X_{kn}} - 1\right)(1 - s_n), \quad (11)$$

где $R'_{2,0}$ – приведенное активное сопротивление ротора для скольжений $-s_{ном} < s < s_{ном}$, Ом; R'_{2n} – приведенное активное сопротивление ротора для пускового режима ($s = 1$), Ом; $X_{k,0}$ – индуктивное сопротивление короткого замыкания в номинальном режиме, Ом; X_{kn} – индуктивное сопротивление короткого замыкания в пусковом режиме, Ом.

При этом индуктивность рассеивания ротора может быть получена следующим образом:

$$X'_2(s) = X_k(s) - X_{ln}; \quad (12)$$

$$L'_2(s) = X'_2(s) / \omega_{0,эв}. \quad (13)$$

Для моделирования эффекта вытеснения тока в стержневой обмотке ротора при питании электродвигателя от напряжения произвольной несинусоидальной формы была разработана следующая методика. На основании зависимостей $R'_2(s)$ и $X'_2(s)$ может быть получена амплитудно-фазовая частотная характеристика (АФЧХ) роторной цепи:

$$\left\{ \begin{aligned} W(\omega) &= \frac{1 / R'_2(s(\omega))}{j\omega L'_2(s(\omega)) / R'_2(s(\omega)) + 1}; \\ s(\omega) &= \frac{\omega_0 - \omega}{\omega_0}. \end{aligned} \right. \quad (14)$$

При помощи полученной АФЧХ

роторной цепи в численной табличной форме может быть найдена передаточная функция роторной цепи по Лапласу методом наименьших квадратов следующего вида:

$$W(p) = \frac{a_n p^n + a_{n-1} p^{n-1} + \dots + a_1 p + a_0}{b_n p^n + b_{n-1} p^{n-1} + \dots + b_1 p + 1}, \quad (15)$$

где n – степень передаточной функции; $a_0 \dots a_n, b_1 \dots b_n$ – коэффициенты передаточной функции, полученные методом наименьших квадратов.

С увеличением степени передаточной функции возрастает точность моделирования эффекта вытеснения тока.

Для расчета потерь в стали в ходе моделирования работы электродвигателя при питании от источника напряжения с произвольным гармоническим составом была разработана следующая методика.

Напряжение на статоре электродвигателя произвольной формы может быть разложено на гармонические составляющие, и для каждой отдельно взятой составляющей можно найти долю потерь в стали электродвигателя. Для определения величины потерь была разработана модель исследуемого электродвигателя в программе FEMM. В результате моделирования работы электродвигателя в программе FEMM могут быть получены значения потокосцепления намагничивания электродвигателя для каждой из гармонических составляющих тока статора. На основе данных значений может быть построена АФЧХ, связывающая потокосцепление намагничивания и частоту тока намагничивания, а от АФЧХ можно осуществить переход к передаточной функции, пригодной для использования в динамической модели асинхронного электродвигателя.

При этом в электромагнитной модели электродвигателя потокосцепле-

ние определяется следующим образом:

$$\Psi_{\mu\alpha}(p) = I_{\mu\alpha}(p) W_{\Psi}(p); \quad (16)$$

$$\Psi_{\mu\beta}(p) = I_{\mu\beta}(p) W_{\Psi}(p); \quad (17)$$

$$W_{\Psi}(p) = \frac{a_{sn} p^n + a_{s(n-1)} p^{n-1} + \dots + a_{s1} p + a_{s0}}{b_{sn} p^n + b_{s(n-1)} p^{n-1} + \dots + b_{s1} p + 1}, \quad (18)$$

где $\Psi_{\mu\alpha}(p), I_{\mu\alpha}(p)$ – изображения по Лапласу потокосцепления намагничивания и тока намагничивания по оси α ; $\Psi_{\mu\beta}(p), I_{\mu\beta}(p)$ – изображения по Лапласу потокосцепления намагничивания и тока намагничивания по оси β ; $W_{\Psi}(p)$ – полученная по вышеизложенной методике передаточная функция, связывающая ток намагничивания и потокосцепление намагничивания; n – степень передаточной функции; $a_{s0} \dots a_{sn}, b_{s1} \dots b_{sn}$ – коэффициенты передаточной функции, полученные методом наименьших квадратов.

В случае расчета по приведенной на рис. 1 схеме замещения передаточная функция $W_{\Psi}(p)$ имеет вид:

$$W_{\Psi}(p) = \frac{L_{12}}{L_{12} / R_{\mu} p + 1}. \quad (19)$$

Передаточная функция $W_{\Psi}(p)$ учитывает возникающие в магнитопроводе потери и их зависимость от частоты, таким образом мощность магнитного поля, создаваемого током намагничивания, оказывается уменьшенной на величину потерь в стали по сравнению с известными моделями без учета данных потерь.

Описание уточненной электромагнитной модели

С учетом вышеизложенного уточненную электромагнитную модель можно представить в следующем виде:

$$\begin{aligned}
 u_{1\alpha} &= i_{1\alpha} R_1 + \frac{d\Psi_{1\alpha}}{dt}; \\
 u_{1\beta} &= i_{1\beta} R_1 + \frac{d\Psi_{1\beta}}{dt}; \\
 e_{rd} &= -L_{12} \frac{d(i_{1\alpha} / \sin \varphi_{\text{эл}})}{dt} - L_{12} \frac{d(i_{1\beta} / \cos \varphi_{\text{эл}})}{dt} - L_{12} \frac{di'_{2d}}{dt}; \\
 e_{rq} &= L_{12} \frac{d(i_{1\alpha} / \cos \varphi_{\text{эл}})}{dt} - L_{12} \frac{d(i_{1\beta} / \sin \varphi_{\text{эл}})}{dt} - L_{12} \frac{di'_{2q}}{dt}; \\
 a_{r0} i'_{2d} + a_{r1} \frac{di'_{2d}}{dt} + \dots + a_{rk} \frac{d^k i'_{2d}}{dt^k} &= e_{rd} + b_{r1} \frac{de_{rd}}{dt} + \dots + b_{rk} \frac{d^k e_{rd}}{dt^k}; \\
 a_{r0} i'_{2q} + a_{r1} \frac{di'_{2q}}{dt} + \dots + a_{rk} \frac{d^k i'_{2q}}{dt^k} &= e_{rq} + b_{r1} \frac{de_{rq}}{dt} + \dots + b_{rk} \frac{d^k e_{rq}}{dt^k}; \\
 \Psi_{1\alpha} &= L_{1\sigma} i_{1\alpha} + \Psi_{m\alpha}; \\
 \Psi_{1\beta} &= L_{1\sigma} i_{1\beta} + \Psi_{m\beta}; \\
 \Psi_{m\alpha} + b_{s1} \frac{d\Psi_{m\alpha}}{dt} + \dots + b_{sn} \frac{d^n \Psi_{m\alpha}}{dt^n} &= a_{s0} + a_{s1} \frac{d(i_{1\alpha} + \cos \varphi_{\text{эл}} i'_{2d})}{dt} + \dots + a_{s2} \frac{d^n (i_{1\alpha} + \cos \varphi_{\text{эл}} i'_{2d})}{dt^n}; \\
 \Psi_{m\beta} + b_{s1} \frac{d\Psi_{m\beta}}{dt} + \dots + b_{sn} \frac{d^n \Psi_{m\beta}}{dt^n} &= a_{s0} + a_{s1} \frac{d(i_{1\beta} + \sin \varphi_{\text{эл}} i'_{2q})}{dt} + \dots + a_{s2} \frac{d^n (i_{1\beta} + \sin \varphi_{\text{эл}} i'_{2q})}{dt^n}; \\
 M &= p_n L_{12} ((i_{1\beta} i'_{2d} - i_{1\alpha} i'_{2q}) \cos \varphi_{\text{эл}} + (i_{1\alpha} i'_{2d} - i_{1\beta} i'_{2q}) \sin \varphi_{\text{эл}}),
 \end{aligned} \tag{20}$$

где $a_{s0} \dots a_{sn}$, $b_{s1} \dots b_{sn}$ – коэффициенты передаточной функции, полученные методом наименьших квадратов по вышеизложенной методике для учета потерь в стали статора; $a_{r0} \dots a_{rk}$, $b_{r1} \dots b_{rk}$ – коэффициенты передаточной функции, полученные методом наименьших квадратов по вышеизложенной методике для учета эффекта вытеснения тока в стержневой обмотке ротора; $L_{1\sigma}$ – индуктивность рассеивания обмотки статора, Гн; L_{12} – взаимная индуктивность обмоток статора и ротора; R_1 – сопротивление обмотки статора, Ом; $i_{1\alpha}$, $i_{1\beta}$ – токи обмотки статора, А; i'_{2d} , i'_{2q} – приведенные токи обмотки ротора, А; $\Psi_{1\alpha}$, $\Psi_{1\beta}$ – потокосцепления обмотки статора, Вб; $\Psi_{m\alpha}$, $\Psi_{m\beta}$ – потокосцепления намагничивания, Вб; $\varphi_{\text{эл}}$ – угол между обмотками статора и ротора, эл. градусов.

Уравнения статора электродвигателя записаны для системы координат $\alpha - \beta$, неподвижной относительно статора электродвигателя, а уравнения ротора – для системы координат $d - q$, неподвижной относительно ротора.

На основе моделирования асинхронного электродвигателя АИР100S4 по вышеприведенной методике были получены механическая характеристика без учета зависимости параметров схемы замещения от скольжения (1) и механическая характеристика с учетом данной зависимости (2). Результаты расчета отображены на рис. 2.

Как видно из рисунка, рассчитанная при помощи уточненной модели механическая характеристика значительно точнее соответствует каталожным данным электродвигателя АИР100S4, чем полученная по стандартной методике с постоянными параметрами схемы замещения.

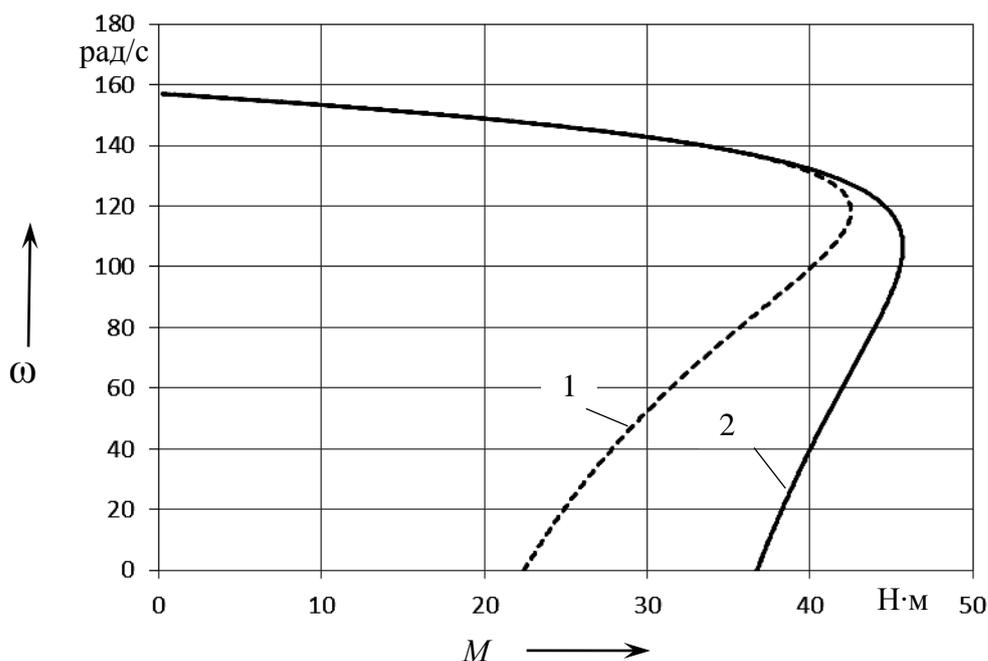


Рис. 2. Механические характеристики, полученные при помощи уточненной модели электродвигателя АИР100S4: 1 – механическая характеристика без учета зависимости параметров схемы замещения от скольжения; 2 – механическая характеристика с учетом зависимости параметров схемы замещения от скольжения

Выводы

В результате проделанной работы:

- 1) обоснована необходимость расчета параметров схемы замещения при переменных параметрах, учета потерь в стали и эффекта вытеснения тока в статоре;
- 2) разработана методика расчета параметров схемы замещения асинхронного электродвигателя при переменных параметрах;
- 3) разработана методика расчета

потерь в стали и получения передаточной функции при использовании в динамической модели асинхронного электродвигателя для учета эффекта вытеснения тока в стержнях ротора;

- 4) разработана уточненная электромагнитная модель, учитывающая переменные параметры асинхронного электродвигателя, потери в стали и эффект вытеснения тока в стержнях ротора.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Макеев, М. С.** Алгоритм расчета параметров схемы замещения асинхронного двигателя по каталожным данным / М. С. Макей, А. А. Кувшинов // Вектор науки ТГУ. – 2013. – № 1 (23). – С. 108–112.
2. **Усольцев, А. А.** Определение параметров модели асинхронного двигателя по справочным данным / А. А. Усольцев, Д. В. Лукичев // Изв. вузов. Сер. Приборостроение. – 2005. – № 12. – С. 35–41.
3. **Фираго, Б. И.** Регулируемые электроприводы переменного тока / Б. И. Фираго, Л. Б. Павлячик. – Минск: Техноперспектива, 2006. – 363 с.
4. **Фираго, Б. И.** Теория электропривода: учебное пособие / Б. И. Фираго, Л. Б. Павлячик. – Минск: Техноперспектива, 2004. – 527 с.
5. **Островский, А. В.** Безытерационная методика определения параметров схемы замещения асинхронного электродвигателя / А. В. Островский // Праці ТДАТУ. – 2012. – Вип. 12, Т. 2. – С. 66–72.

6. **Мошинский, Ю. А.** Определение параметров схемы замещения асинхронных машин по каталожным данным / Ю. А. Мошинский, В. Я. Беспалов, А. А. Кирякин // Электричество. – 1998. – № 4. – С. 38–42.

7. **Качин, С. И.** Электрический привод : учебно-методическое пособие / С. И. Качин, А. Ю. Чернышев, О. С. Качин. – Томск : Изд-во Томского политехн. ун-та, 2009. – 157 с.

8. **Парфенович, О. Н.** Транзисторный широтно-импульсный регулятор напряжения для асинхронных электродвигателей / О. Н. Парфенович, О. А. Капитонов // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2010. – № 3 (28). – С. 119–127.

9. **Парфенович, О. Н.** Параметрический электропривод в электромехатронном исполнении со специальным асинхронным электродвигателем – перспективная альтернатива частотно-регулируемому электроприводу : наукові праці Донецького національного технічного університету. Сер. Електротехніка і енергетика / О. Н. Парфенович, О. А. Капитонов. – 2013. – № 1 (14). – С. 211–216.

10. **Третьяков, А. С.** Моделирование тепловентиляционных режимов работы асинхронных электродвигателей при питании от синусоидального источника напряжения / А. С. Третьяков, О. А. Капитонов // Вестн. ГГТУ им. П. О. Сухого. – 2018. – № 2. – С. 66–73.

11. **Казakov, Ю. Б.** Расчетный анализ потерь в стали асинхронных двигателей при питании от преобразователей частоты с несинусоидальным выходным напряжением / Ю. Б. Казakov, Н. К. Швецов // Вестн. Иванов. гос. энергет. ун-та. – 2015. – № 5. – С. 42–46.

12. **Цодик, И. Б.** Учет эффекта вытеснения тока и насыщения магнитной цепи в математической модели асинхронного двигателя / И. Б. Цодик, К. В. Худобин // Електротехніка і електромеханіка. – 2018. – № 2. – С. 66–73.

Статья сдана в редакцию 17 сентября 2018 года

Геннадий Сергеевич Ленеvский, канд. техн. наук, Белорусско-Российский университет.
E-mail: emos@rambler.ru.

Олег Александрович Капитонов, ст. преподаватель, Белорусско-Российский университет.
E-mail: kapitonov1987@gmail.com.

Артем Сергеевич Третьяков, ст. преподаватель, Белорусско-Российский университет.
E-mail: loggie121@gmail.com.

Gennady Sergeevich Lenevsky, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University.
E-mail: emos@rambler.ru.

Oleg Alexandrovich Kapitonov, senior lecturer, Belarusian-Russian University.
E-mail: kapitonov1987@gmail.com.

Artem Sergeevich Tretiakov, senior lecturer, Belarusian-Russian University. E-mail: loggie121@gmail.com.

УДК 621.31.83.52

Б. И. Фираго, С. В. Александровский

ДИНАМИЧЕСКОЕ ТОРМОЖЕНИЕ СИНХРОННОГО ДВИГАТЕЛЯ С ПОСТОЯННЫМИ МАГНИТАМИ ПРИ СКАЛЯРНОМ ЧАСТОТНОМ УПРАВЛЕНИИ

UDC 621.31.83.52

B. I. Firago, S. V. Aleksandrovsky

DYNAMIC BRAKING OF A SYNCHRONOUS MOTOR UNDER SCALAR FREQUENCY CONTROL

Аннотация

Рассмотрен режим динамического торможения синхронного двигателя с постоянными магнитами при скалярном частотном управлении. Разработана структурная схема электропривода при динамическом торможении. Показано, что режим динамического торможения синхронного двигателя с постоянными магнитами является частным случаем работы вентильного двигателя с датчиком положения ротора при отключении обмотки статора от сети. Получены уравнения механических характеристики и метод расчета тормозных сопротивлений применительно к использованию динамического торможения в электроприводах грузоподъемных механизмов.

Ключевые слова:

динамическое торможение, синхронный двигатель с постоянными магнитами, математическая модель.

Abstract

The dynamic braking of a permanent-magnet synchronous motor (PMSM) under scalar frequency control has been studied. A dynamic model block-diagram for the dynamic braking of electrical drive has been developed. It is shown that the dynamic braking of PMSM is a specific case for operating conditions of an electronically commutated PMSM with a rotor position sensor when a stator winding is disconnected from the power supply. The speed-torque characteristic equations have been obtained, as well as a technique for calculating braking resistance applied to dynamic braking in electrical drives of hoisting mechanisms.

Keywords:

dynamic braking, permanent-magnet synchronous motor, mathematical model.

Раньше синхронные двигатели (СД) с электромагнитным возбуждением применялись в нерегулируемых электроприводах при мощностях выше 100 кВт и напряжении 3...10 кВ. В настоящее время при использовании постоянных магнитов для возбуждения синхронные двигатели широко применяются как вентильные двигатели с датчиком положения ротора (ДПР) при векторном управлении и при скалярном частотном управлении с независимым заданием частоты в диапазоне мощно-

стей от единиц киловатт до 300 кВт в различных промышленных и транспортных установках.

При скалярном частотном управлении ДПР не применяется. Поскольку постоянные магниты обеспечивают постоянный магнитный поток взаимодукции в СД, то достаточно применить пропорциональный закон частотного управления – напряжение, подаваемое на обмотку статора СД, изменяется пропорционально частоте, чтобы получить неизменный по величине макси-

мальный момент СД [1]. Это выгодно отличает СД от асинхронного двигателя, где при скалярном частотном управлении пропорциональный закон $U/f = \text{const}$ не позволяет иметь постоянный максимальный (критический) момент двигателя. Кроме того, механическая характеристика СД является астатической по своей природе.

В регулируемом электроприводе важное значение имеют тормозные режимы. Основным тормозным режимом синхронного частотно-регулируемого электропривода является частотное торможение с возвратом энергии торможения в звено постоянного тока преобразователя частоты (ПЧ). Дальше эта энергия может рассеиваться в тормозных сопротивлениях при односторонней передаче активной энергии из сети с помощью диодных выпрямителей или возвращаться в питающую сеть с помощью тиристорных или транзисторных рекуператоров [2].

Рекуперация энергии торможения в сеть предпочтительна, но она должна экономически быть обоснована. Современные рекуператоры энергии увеличивают стоимость преобразователя частоты более чем в 2 раза. Помимо этого, если рекуператор ставится на общую сеть постоянного тока, питающую несколько автономных инверторов напряжения (АИН), то по условиям надежности рекомендуется ставить резервный рекуператор, что также увеличивает стоимость преобразовательной установки. Кроме того, в ответственных установках требуется ставить аварийное резистивное торможение. Поэтому в каждом случае необходимо проводить довольно кропотливые технико-экономические расчеты по обоснованию вида электрического торможения электропривода.

Если преобладают тормозные режимы работы, например, как в некоторых грузовых канатных дорогах, то сразу более очевидным становится тормозной режим с рекуперацией в сеть энергии торможения. В других случаях

это менее очевидно.

Также следует иметь в виду, что качество рекуперлируемой электроэнергии зависит от вида (сложности) рекуператора. Тиристорный рекуператор простой, но качество рекуперлируемой энергии невысокое, т. к. сдвиг первой гармоники тока относительно первой гармоники напряжения сети зависит от угла открывания тиристорных.

Самым сложным является транзисторный рекуператор с ШИМ, обеспечивающий синусоидальную кривую тока и возможность ее сдвига относительно первой гармоники напряжения, т. е. с возможностью регулирования величины и знака реактивной энергии, и его применение должно иметь достаточное обоснование.

В настоящее время синхронные двигатели с постоянными магнитами (СДПМ) применяются в электроприводах грузоподъемных механизмов, где необходимо иметь тормозной момент при нулевой частоте питающего двигателя напряжения, что соответствует динамическому торможению с независимым возбуждением. Трехфазная обмотка статора СД отключается от источника напряжения и замыкается на тормозные сопротивления (рис. 1).

Угловая частота ω_1 тока, протекающего по обмоткам статора, будет равна электрической угловой скорости $\omega_{эл}$ ротора, т. е.

$$\omega_1 = \omega_{эл} = p_n \omega, \quad (1)$$

где ω – механическая угловая скорость ротора; p_n – число пар полюсов.

Этот режим полностью соответствует режиму работы СДПМ при управлении от ДПР с угловой частотой $\omega_1 = \omega_{эл}$ при отключении статора от источника напряжения, а также такому режиму работы двигателя постоянного тока независимого возбуждения (ДПТ НВ), при котором обмотка якоря отключается от сети постоянного тока и замыкается на тормозное сопротивление [2, 3].

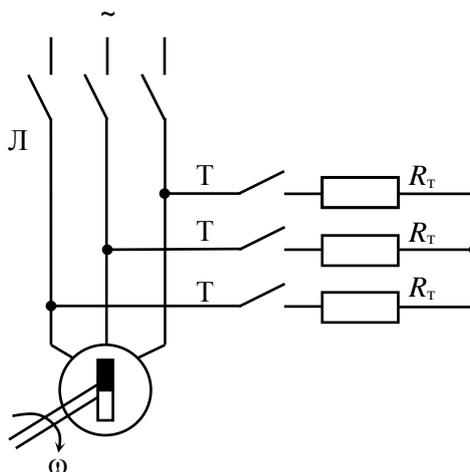


Рис. 1. Подключение СДПМ при использовании режима динамического торможения: Л – линейный контактор; Т – тормозной контактор; R_t – тормозное сопротивление

Поскольку динамическое торможение синхронного двигателя с постоянными магнитами является частным случаем работы вентильного СДПМ при управлении от ДПР, целесообразно рассмотреть основные положения этого управления, а также на их основании получить необходимые соотношения для режима динамического торможения.

Трехфазный СДПМ получает напряжение от преобразователя частоты, управляемого с помощью ДПР, в функции угла положения ротора двигателя $\omega_{эл}$ с угловой частотой ω_1 , равной электрической угловой скорости ротора $\omega_{эл} = p_n \omega$.

Первые гармоники напряжения на выходе ПЧ образуют трехфазную симметричную систему

$$\left. \begin{aligned} u_{1a} &= U_{1m} \sin(\omega_{эл}t); \\ u_{1b} &= U_{1m} \sin\left(\omega_{эл}t - \frac{2\pi}{3}\right); \\ u_{1c} &= U_{1m} \sin\left(\omega_{эл}t + \frac{2\pi}{3}\right), \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

где U_{1m} – амплитудное значение первой гармоники фазного напряжения СДПМ.

Преобразование трехфазного напряжения (2) в двухфазное $[u_{1\alpha} \ u_{1\beta}]^T$ осу-

ществляется по правилам фазных преобразований переменных [2] по выражению

$$\begin{bmatrix} u_{1\alpha} \\ u_{1\beta} \end{bmatrix} = \sqrt{\frac{2}{3}} \begin{bmatrix} \frac{3}{2}u_{1a} \\ \frac{\sqrt{3}}{2}(u_{1b} - u_{1c}) \end{bmatrix}. \quad (3)$$

Подстановка (2) в (3) позволяет найти составляющие вектора двухфазного напряжения:

$$\left. \begin{aligned} u_{1\alpha} &= U_{m\alpha} \sin(\omega_{эл}t); \\ u_{1\beta} &= U_{m\alpha} \cos(\omega_{эл}t), \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

где $U_{m\alpha}$ – амплитудное значение первой гармоники фазного напряжения эквивалентного двухфазного СДПМ,

$$U_{m\alpha} = \sqrt{\frac{3}{2}}U_{1m} = \sqrt{3}U_1; \quad (5)$$

U_1 – действующее значение фазного напряжения, $U_1 = \frac{U_{1m}}{\sqrt{2}}$.

С целью получения структурных схем и создания системы управления СДПМ двухфазный вектор напряжения $[u_{1\alpha} \ u_{1\beta}]^T$ преобразуется к осям d - q , связанным с вращающимся ротором [3, 4]:

$$\begin{bmatrix} u_{1d} \\ u_{1q} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \varphi_{эл} & \sin \varphi_{эл} \\ -\sin \varphi_{эл} & \cos \varphi_{эл} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} -\sin \varphi_{эл} \\ \cos \varphi_{эл} \end{bmatrix} \cdot U_{m\alpha} = U_{m\alpha} \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \end{bmatrix}, \quad (6)$$

где $\varphi_{эл} = \omega_{эл}t$.

Как видно, в осях d - q СДПМ имеет

$$\left. \begin{aligned} u_{1d} &= 0; & i_{1d} &= 0; \\ u_{1q} &= \sqrt{3}U_1; & i_1 &= \sqrt{i_{1d}^2 + i_{1q}^2} = i_{1q} = \sqrt{3}i_{\phi}, \end{aligned} \right\} (7)$$

где i_{ϕ} – действующее значение фазного тока статора трехфазного СДПМ.

В результате в осях d - q получаем следующую математическую модель СДПМ [3, 4]:

$$\left. \begin{aligned} U_{л} &= \sqrt{3}U_1 = i_1 R_1 + L_1 \frac{di_1}{dt} + E_{л}; \\ E_{л} &= p_{п} \Psi_{1d} \omega = c \omega; \\ M &= p_{п} \Psi_{1d} i_1 = c i_1; \\ c &= p_{п} \Psi_{1d} = p_{п} \Psi_m, \end{aligned} \right\} (8)$$

где $U_{л}$ – действующее значение линейного напряжения трехфазного СДПМ; $E_{л}$ – действующее значение линейной ЭДС двигателя; Ψ_{1d} – действующее значение потокосцепления по оси d , равное действующему значению потокосцепления взаимной индукции Ψ_m по оси d ; i_1 – действующее значение тока по оси q ; R_1 – активное сопротивление фазы статора; L_1 – индуктивность фазы статора; c – коэффициент СДПМ [2–4],

$$c = \frac{U_{л.ном}}{\omega_{0ном}} = \frac{M_{э.ном}}{I_{1ном}}; \quad (9)$$

$U_{л.ном}$ – действующее значение номинального линейного напряжения трехфазного СДПМ; $\omega_{0ном}$ – номинальная угловая синхронная скорость СДПМ; $M_{э.ном}$ – номинальный электромагнитный момент двигателя; $I_{1ном}$ – действующее значение номинального тока по оси q .

Приведенная математическая модель (8) СДПМ в осях d - q соответствует математической модели ДПТ НВ в осях α - β [2], где напряжение якоря $U_{я}$ – это линейное напряжение

$U_{л} = \sqrt{3}U_1$ трехфазного СДПМ, а ток якоря $i_{я}$ – это действующее значение тока СДПМ по оси q , при этом магнитный поток взаимной индукции Φ – это действующее значение потокосцепления взаимной индукции по оси d , которое в $\sqrt{3}$ раз больше действующего значения фазного потокосцепления Ψ_1 трехфазного СДПМ.

При известном коэффициенте c можно определить действующее значение потокосцепления взаимной индукции по оси d :

$$\Psi_m = \Psi_{1d} = \frac{c}{p_{п}}. \quad (10)$$

Амплитудное значение потокосцепления по оси d с учетом синусоидальности кривой потокосцепления определяем следующим образом:

$$\Psi_{1d,m} = \sqrt{2} \Psi_{1d}. \quad (11)$$

Для получения структурной схемы СДПМ представим математическую модель (8) в виде

$$\left. \begin{aligned} U_{л} - E_{л} &= R_1 \left(i_1 + T_1 \frac{di_1}{dt} \right); \\ M &= c i_1, \end{aligned} \right\} (12)$$

где

$$T_1 = \frac{L_1}{R_1} \quad (13)$$

есть электромагнитная постоянная времени СДПМ.

Разделим левую и правую части уравнения электрического равновесия (8) на c :

$$\frac{U_{л}}{c} - \frac{E_{л}}{c} = \frac{R_1}{c} \left(i_1 + T_1 \frac{di_1}{dt} \right). \quad (14)$$

Обозначим: ω_0 – угловая скорость идеального холостого хода СДПМ,

$\omega_0 = \frac{U_{\text{л}}}{c}$; ω – угловая скорость ротора СДПМ, $\omega = \frac{E_{\text{л}}}{c}$.

В результате получаем уравнение

$$\omega_0 - \omega = \frac{R_1}{c} \left(i_1 + T_1 \frac{di_1}{dt} \right). \quad (15)$$

Подставляя в (15)

$$i_1 = \frac{M}{c},$$

находим

$$\omega_0 - \omega = \frac{R_1}{c^2} \left(M + T_1 \frac{dM}{dt} \right). \quad (16)$$

Обозначим

$$\beta = \frac{c^2}{R_1} \quad (17)$$

как модуль жесткости механической характеристики СДПМ и запишем затем (16) с учетом (17) в операторной форме:

$$\beta [\omega_0(p) - \omega(p)] = (1 + T_1 p) M(p). \quad (18)$$

Этому операторному уравнению соответствует структурная схема СДПМ, приведенная на рис. 2.

В режиме динамического торможения СДПМ статор отключается от сети, тогда

$$\omega_0 = \frac{U_{\text{л}}}{c} = 0$$

и операторное уравнение (18) принимает вид

$$\frac{\beta}{1 + T_1 p} \omega(p) = -M(p). \quad (19)$$

Этому уравнению соответствует структурная схема СДПМ в режиме динамического торможения на рис. 3.

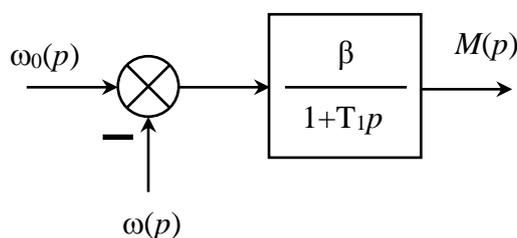


Рис. 2. Структурная схема вентильного СДПМ

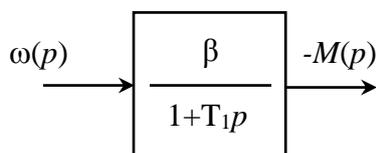


Рис. 3. Структурная схема СДПМ в режиме динамического торможения

Угловая скорость ротора ω определяется из уравнения движения электропривода

$$M - M_c = J \frac{d\omega}{dt}, \quad (20)$$

где J – суммарный момент инерции электропривода, приведенный к валу двигателя; M – электромагнитный момент двигателя; M_c – статический момент, обусловленный нагрузкой.

Операторная форма уравнения движения имеет следующий вид:

$$\omega(p) = \frac{M(p) - M_c(p)}{Jp}, \quad (21)$$

которому соответствует структурная схема на рис. 4.

Динамическое торможение СДПМ будет определяться совместным действием электромагнитного момента двигателя и статического момента нагрузки:

$$\left. \begin{aligned} -M(p) &= \frac{\beta\omega(p)}{1 + T_1p}; \\ \omega(p) &= \frac{M(p) - M_c(p)}{Jp}. \end{aligned} \right\} \quad (22)$$

Операторным уравнениям (22) соответствует структурная схема динамического торможения электропривода с СДПМ на рис. 5.

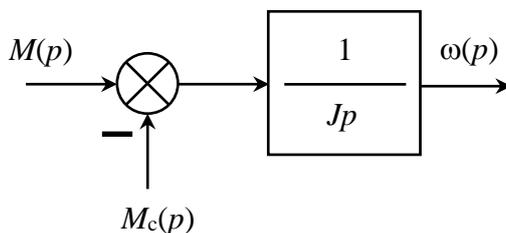


Рис. 4. Структурная схема, соответствующая основному уравнению движения электропривода

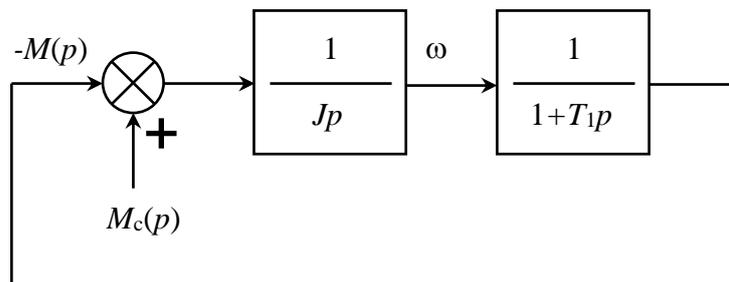


Рис. 5. Структурная схема динамического торможения электропривода с СДПМ

При этом следует учитывать, что при динамическом торможении активное сопротивление R_1 обмотки статора состоит из собственного сопротивления обмотки статора $R_{1,0}$ и тормозного сопротивления R_T , подключаемого к каждой фазе статора, т. е.

$$R_1 = R_{1,0} + R_T. \quad (23)$$

При этих условиях модуль жесткости механической характеристики рассчитывается как

$$\beta = \frac{c^2}{R_1} = \frac{c^2}{R_{1,0} + R_T}. \quad (24)$$

Механические характеристики СДПМ получаются из математической модели (22) для установившегося режима работы, когда $p = \frac{d}{dt} = 0$:

$$M = M_c = -\beta\omega, \quad (25)$$

откуда

$$\omega = -\frac{M_c}{\beta}, \quad (26)$$

причем модуль жесткости β механических характеристик определяется фор-

мулой (24), из которой видно, что с увеличением тормозного сопротивления R_T увеличивается наклон механических характеристик к оси абсцисс (рис. 6).

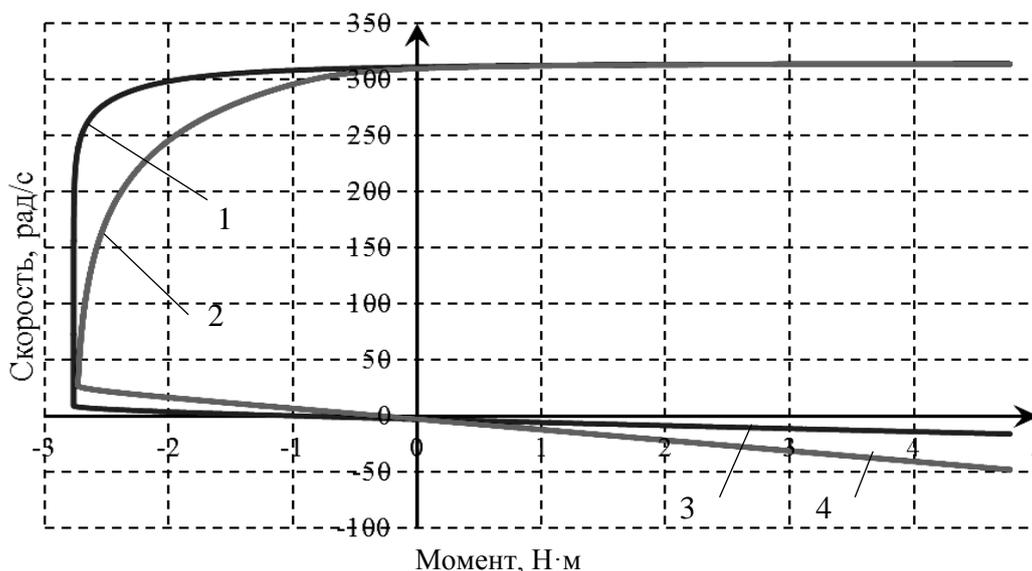


Рис. 6. Тормозные характеристики СДПМ: 1 – характеристика частотного торможения от $\omega_{нач}$ до $\omega_{кон}$ при $R_T = 0$; 2 – характеристика частотного торможения от $\omega_{нач}$ до $\omega_{кон}$ при $R_T = 3R_1$; 3 – механическая характеристика динамического торможения при $R_T = 0$; 4 – механическая характеристика динамического торможения при $R_T = 3R_1$

В грузоподъемных механизмах, работающих с постоянным активным статическим моментом M_c , динамическое торможение применяется для опускания грузов с малой скоростью, обычно принимают $\omega_{оп} \leq (0,1 \dots 0,15)\omega_{ном}$.

В этом случае при заданной скорости опускания груза $\omega_{оп}$, которая определяется технологическими условиями, необходимо рассчитать величину тормозного сопротивления R_T , включаемого в каждую фазу обмотки статора (см. рис. 1). На основании уравнений (24) и (26) находим величину этого сопротивления при заданном статическом моменте M_c :

$$R_T = \frac{c^2 \omega_{оп}}{M_c} - R_{1,0}. \quad (27)$$

Обычно принимают $M_c = M_{с.ном}$.

Коэффициент c можно рассчитать по (9).

Заключение

На основе теории обобщенной электрической машины дано физико-математическое объяснение идентичности режимов динамического торможения для двигателя постоянного тока независимого возбуждения и синхронного двигателя с постоянными магнитами.

Показано, что динамическое торможение СДПМ является частным случаем при управлении преобразователем частоты, питающим синхронный двигатель, в функции угла поворота ротора с угловой частотой, равной электрической угловой скорости ротора.

Получены структурные схемы электропривода с СДПМ при динамическом торможении и уравнения механических характеристик, которые можно применить для конкретных механизмов, работающих с постоянным статическим моментом, например, для получения

низких скоростей в электроприводе при подъемных механизмов.
опускании грузов с помощью грузо-

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Фираго, Б. И.** Исследование переходных процессов в частотно-регулируемом синхронном электроприводе / Б. И. Фираго, С. В. Александровский // Энергетика. Изв. вузов и энерг. объединений СНГ. – 2017. – Т. 59, № 6. – С. 507–518.
2. **Фираго, Б. И.** Теория электропривода / Б. И. Фираго, Л. Б. Павлячик. – Минск : Техноперспектива, 2007. – 585 с.
3. **Фираго, Б. И.** Расчеты по электроприводу производственных машин и механизмов / Б. И. Фираго. – Минск : Техноперспектива, 2012. – 639 с.
4. **Фираго, Б. И.** Векторные системы управления электроприводами / Б. И. Фираго, Д. С. Васильев. – Минск : Вышэйшая школа, 2016. – 159 с.

Статья сдана в редакцию 4 октября 2018 года

Бронислав Иосифович Фираго, д-р техн. наук, проф., Белорусский национальный технический университет. E-mail: eapu@bntu.by

Сергей Владимирович Александровский, ст. преподаватель, Белорусский национальный технический университет.

Bronislav Iosifovich Firago, DSc (Engineering), Prof., Belarusian National Technical University. E-mail: eapu@bntu.by

Sergey Vladimirovich Aleksandrovsky, senior lecturer, Belarusian National Technical University.

СТРОИТЕЛЬСТВО. АРХИТЕКТУРА

УДК 624.452.655

С. Д. Семенюк, Ю. Н. Котов

ЖЕЛЕЗОБЕТОННЫЕ ПОДПОРНЫЕ СТЕНЫ

UDC 624.452.655

S. D. Semeniuk, Y. N. Kotov

REINFORCED CONCRETE RETAINING WALLS

Аннотация

Приведена классификация подпорных стен, включающая гравитационные подпорные стены, шпунтовые и свайные стены, подпорные стены типа ряжей. Рассмотрены активное и пассивное давления грунта на стены. Даны общие сведения о расчетах подпорных стен, включающие устойчивость против сдвига и устойчивость против опрокидывания. Отмечено армирование угловых подпорных стен без контрфорсов и с контрфорсами, даны характеристики шпунтовых безанкерных стен и их расчет.

Ключевые слова:

подпорная стена, активное давление, пассивное давление, сдвиг, опрокидывание, устойчивость, расчет, армирование, сечение, интенсивность, нагрузка.

Abstract

The classification of retaining walls, including gravity retaining walls, sheet pile and pile walls, as well as crib retaining walls, is given. Active and passive earth pressure on the walls is considered. The general information on the calculation of retaining walls including shear resistance and stability against overturning is presented. The reinforcement of angular retaining walls with buttresses and without them is discussed, and the characteristics of unanchored sheet pile walls, as well as their calculations, are given.

Keywords:

retaining wall, active pressure, passive pressure, shear, overturning, stability, calculation, reinforcement, cross section, intensity, load.

Введение

Подпорная стена – конструкция, удерживающая от обрушения находящийся за ней массив грунта и воспринимающая расположенные на его поверхности нагрузки.

В соответствии с [1] подпорная стенка – это геотехническая конструкция, предназначенная для обеспечения устойчивости вертикальных или очень

крутых откосов (П2-01 к СНиП 2.05.02), или конструкция инженерного сооружения, удерживающая от обрушения находящийся за ним массив грунта.

Подпорные стены служат для поддержания откосов насыпей, выемок и естественных склонов от обсыпки. Кроме этого, их устраивают также для укрепления набережных рек, морей и водохранилищ. По конструктивным особенностям различают подпорные

стены – гравитационные, шпунтовые и свайные.

Гравитационные стены отличаются тем, что горизонтальное давление от грунта воспринимается в основном собственной массой стены и грунта, который находится в пределах размеров конструкции стены. Прочность шпунтовых и свайных стен обеспечивается со-

противлением изгибу, а устойчивость – сопротивлением выпирания грунта основания.

Гравитационные подпорные стены бывают массивные, уголкового, контрфорсные, ряжевые (с дном или без него), уголкового с лицевыми элементами, прикрепленными к фундаментным плитам (рис. 1).

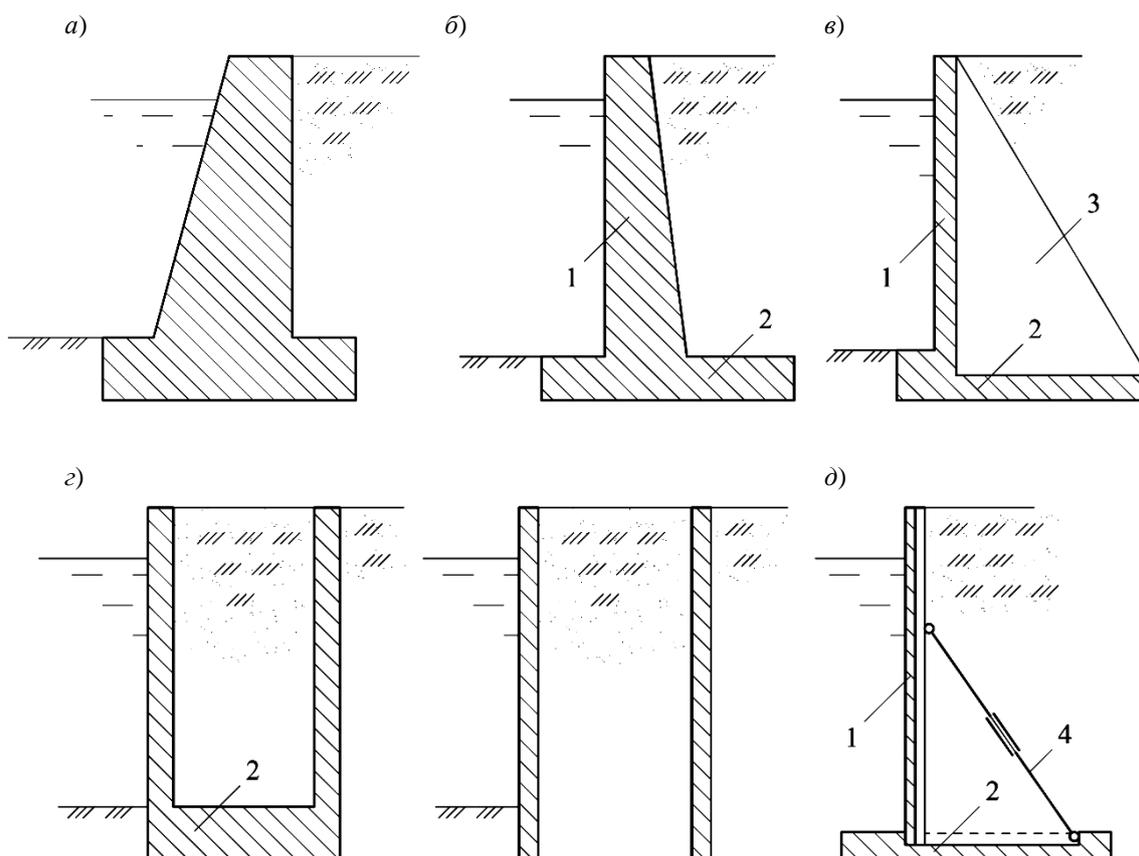


Рис. 1. Гравитационные подпорные стены: а – массивная; б – уголкового; в – контрфорсная; г – ряжевая; д – уголкового сборная с лицевым элементом, заанкеренным в фундаментной плите; 1 – лицевой элемент (плита); 2 – фундаментная плита; 3 – контрфорс (ребро); 4 – натяжной элемент (тяж)

Шпунтовые и свайные подпорные стены подразделяются на безанкерные, заанкеренные одной или двумя тягами к плитам или сваям, заанкеренные к наклонным сваям, возведенные на свайном фундаменте (рис. 2).

По функционально-техническому назначению (технологическому) подпорные стены могут создавать камеры судноплавящих и рыбопропускных со-

оружий, набережных, причалов. Их возводят в местах сопряжения берега с руслом рек, в подводящих каналах, в шлюзах регуляторах, для укрепления набережных рек, морей и водохранилищ.

В зависимости от условий строительства подпорные стены могут быть монолитными, сборными и сборно-монолитными. Стены первого и второго классов, как правило, проектируют мо-

нолитными или сборно-монолитными, а третьего и четвертого – сборно-монолитными или сборными. В сборно-монолитных вариантах стен фунда-

ментную плиту изготавливают из монолитного железобетона, а лицевую – из сборного.

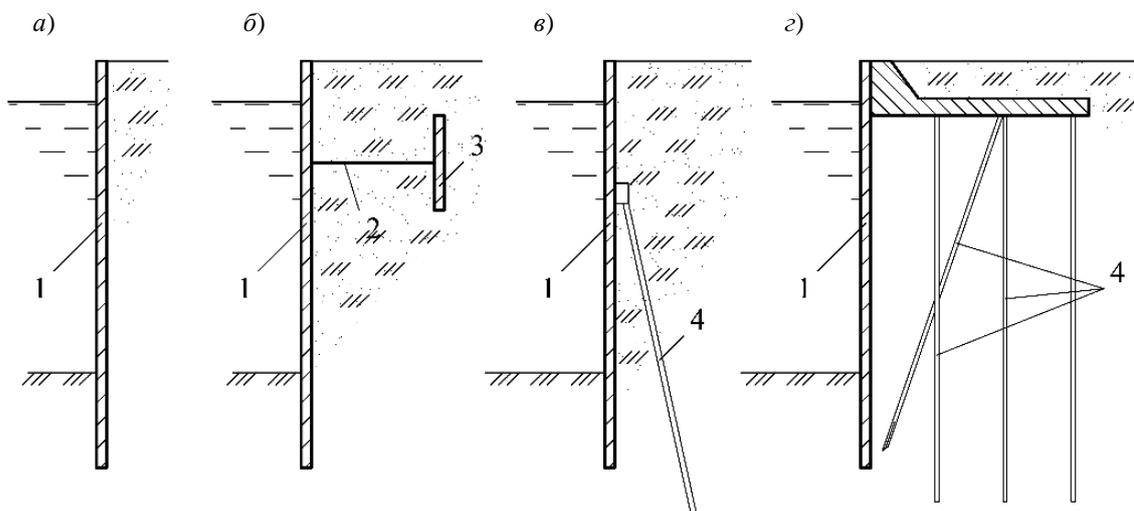


Рис. 2. Шпунтовые и свайные подпорные стены: *a* – безанкерная; *б* – заанкеренная в плите; *в* – заанкеренная наклонной сваей; *г* – на свайном фундаменте; 1 – шпунт; 2 – тяга (анкера); 3 – анкерная плита; 4 – сваи

Боковое давление грунта на подпорные стены

Подпорная стена, удерживающая грунт, воспринимает горизонтальное давление от массива грунта, который стремится сдвинуться, поэтому необходимо знать основные физико-механические свойства сыпучих тел, для поддержания которых предназначены подпорные стены. Массив грунта, стремящийся от горизонтального давления сдвинуться, называют призмой обрушения. Давление на стену может быть увеличено за счёт постоянных или временных нагрузок, которые воздействуют на призму обрушения. В зависимости от конструкции подпорной стены задняя грань лицевой плиты может быть вертикальной или наклонной под углом ε в ту или иную сторону. Поверхность

грунта засыпки бывает горизонтальной или под углом α к горизонту (рис. 3). Если поверхность грунта не горизонтальна, то её уклон обычно направлен в сторону подпорной стены.

Давление на стену от грунта, который должен быть сдвинут, называют активным давлением или распором [2, 3]. Когда же стена перемещается в сторону грунта, последний осуществляет сопротивление, которое называют пассивным давлением или отпором грунта. Интенсивность пассивного давления при тех или иных равных условиях значительно превышает интенсивность активного давления. Однако при проектировании подпорных стен в большинстве случаев разгружающего воздействия отпора грунта не учитывают.

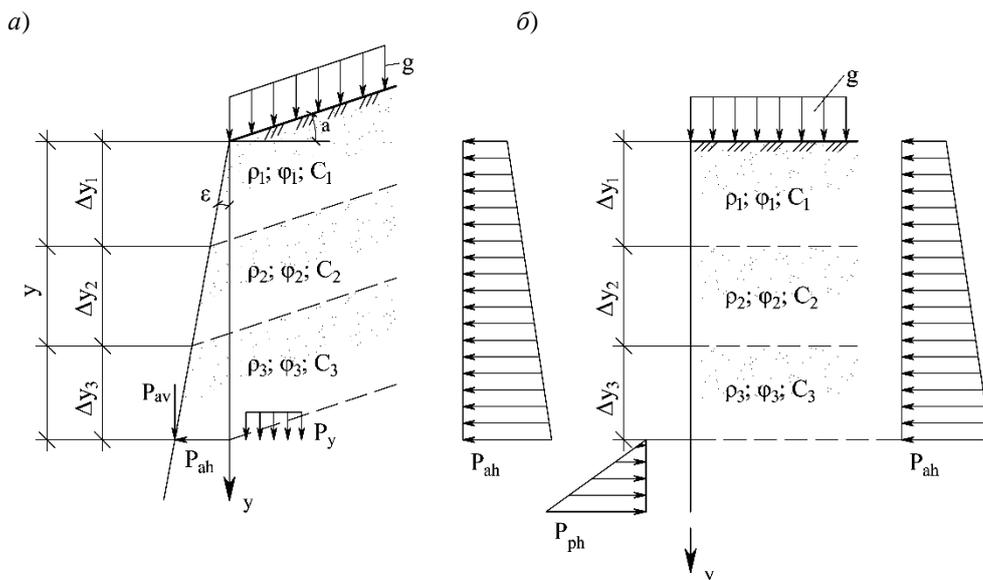


Рис. 3. Схема к расчету активного и пассивного давления грунта при наклонном лицевом элементе и наклонной поверхности грунта (а) и при $\varepsilon = 0$ и $\alpha = 0$ (б)

Активное давление грунта

В случаях, когда поверхность грунта ограничена плоскостью, а слои грунта с разными характеристиками расположены параллельно поверхности (рис. 3, а), горизонтальное P_{ah} и вертикальное P_{av} активные давления грунта на стену на глубине вычисляют по формулам [2–4]:

$$P_{ah} = P_y \cdot \lambda_{ah\phi} - C(1 - \lambda_{ahc}) / \text{tg } \phi; \quad (1)$$

$$P_{av} = P_{ah} \cdot \text{tg} (\varepsilon + \phi_s), \quad (2)$$

где P_y – вертикальное давление в грунте возле расчетной плоскости на глубине y ,

$$P_y = \sum_1^n \gamma_i \cdot \Delta y_i + g / (1 + \text{tg } \varepsilon \cdot \text{tg } \alpha); \quad (3)$$

γ_i – объемная масса грунта (в случае насыщения грунта водой – с учетом взвешенного состояния $\gamma_i = 9,8\rho_i$); Δy_i – толщина i -го слоя грунта возле расчетной плоскости; ρ_i – плотность

грунта; ϕ и C – угол внутреннего трения и удельное сцепление грунта (принимают относительно предельного состояния первой и второй группы); ϕ_s – угол трения грунта по расчетной плоскости (принимают, как правило, по абсолютному значению не более ϕ и не более 30° для плоскости, проходящей в грунте, но не более $2/3\phi$ – по контакту сооружения с грунтом).

В уравнении (1) коэффициенты горизонтальной составляющей активного давления грунта $\lambda_{ah\phi}$ и λ_{ahc} определяют по формулам:

$$\lambda_{ah\phi} = \left[\frac{\cos (\phi - \varepsilon)}{\cos \varepsilon (1 + \sqrt{K_1})} \right]^2; \quad (4)$$

$$\lambda_{ahc} = \left[\frac{\cos (\phi - \varepsilon + \alpha)}{\cos \varepsilon (1 + \sqrt{K_2})} \right]^2 K_3, \quad (5)$$

где

$$K_1 = \frac{\sin(\varphi + \varphi_s) \cdot \sin(\varphi - \alpha)}{\cos(\varepsilon + \varphi_s) \cdot \cos(\varepsilon - \alpha)}; \quad (6)$$

$$K_2 = \frac{\sin(\varphi + \varphi_s) \cdot \sin \varphi}{\cos(\varepsilon + \varphi_s - \alpha) \cdot \cos(\varepsilon - \alpha)}; \quad (7)$$

$$K_3 = \frac{\cos \varepsilon \cdot \cos(\varepsilon + \varphi_s)}{\cos(\varepsilon - \alpha) \cdot \cos(\varepsilon + \varphi_s - \alpha)}. \quad (8)$$

При прохождении расчетной плоскости в грунте давление от активного воздействия следует определять при нескольких возможных её расположениях (нескольких углах ε), приняв за расчетное наиболее невыгодное для предельного состояния. В однородных грунтах на участках, где $\varepsilon > (45^\circ - \varphi/2)$, расчетную плоскость допускается принимать под углом $\varepsilon = (45^\circ - \varphi/2)$.

Пассивное давление грунта

При плоской поверхности грунта, равномерно распределенной нагрузке g на поверхности грунта и его слоях, размещенных параллельно поверхности, горизонтальная P_{ph} и вертикальная P_{pv} составные пассивного давления на единицу высоты расчетной плоскости определяются по формулам:

$$P_{ph} = P_y \cdot \lambda_{ph\varphi} + C(\lambda_{phc} - 1) \cdot \operatorname{tg} \varphi; \quad (9)$$

$$P_{pv} = P_{ph} \cdot \operatorname{tg}(\varepsilon + \varphi_s), \quad (10)$$

где $\lambda_{ph\varphi}$ и λ_{phc} – коэффициенты горизонтальной составляющей пассивного давления грунта; ε – угол наклона расчетной плоскости к вертикали (принимают со знаком «минус» при наклоне от грунта); φ_s – угол трения грунта по расчетной поверхности [6].

Коэффициенты $\lambda_{ph\varphi}$ и λ_{phc} вычисляют по формулам (4) и (5). По [2] или

[4] находят активное и пассивное давления грунта в сложных условиях расположения поверхности грунта и расчетной плоскости стены.

Общие сведения о расчетах подпорных стен

Подпорные стены рассчитывают по предельным состояниям двух групп. По предельным состояниям первой группы (по несущей способности) определяют устойчивость положения стены против сдвига и опрокидывания (для гравитационных стен), устойчивость основания под подошвой стены, прочность элементов конструкций и узлов соединения. По предельным состояниям второй группы проверяют деформации основания и трещиностойкость элементов конструкций.

Коэффициенты надежности по нагрузке при расчете подпорных стен по предельным состояниям первой группы принимают по табл. 1, а при расчетах по второй группе предельных состояний – равными единице.

При расчетах стен на устойчивость положения, когда уменьшение постоянной нагрузки может ухудшить условия их эксплуатации, значение коэффициента надежности по нагрузке принимают меньше единицы ($\gamma_f < 1,0$). Для всех нагрузок от грунта (вертикальное давление от массива грунта и боковое давление), которые определяют, используя расчетные значения характеристик грунтов (φ , C), коэффициент надежности по нагрузкам принимают равным единице ($\gamma_f = 1,0$).

Расчет гравитационных подпорных стен на устойчивость против сдвига осуществляют по плоскости подошвы стены (плоский сдвиг) и по ломанным поверхностям скольжения (глубинный сдвиг) (рис. 4). На скальных грунтах устойчивость стены против сдвига обеспечивается при

$$T_r / T_{sh} \geq 1,2, \quad (11)$$

где T_r – удерживающая сила, равная сумме проекций всех удерживающих сил на горизонтальную плоскость;

T_{sh} – сила сдвига (сдвигающая сила), равная сумме проекций всех сдвигающих сил на ту же плоскость; 1,2 – коэффициент надежности против сдвига.

Табл. 1. Коэффициенты надежности по нагрузкам

Тип нагрузки и воздействия	Коэффициент γ_f
Собственный вес конструкций	1,10 (0,90)
Собственный вес массивных конструкций	1,05 (0,95)
Вертикальное давление от веса грунта	1,10 (0,90)
Боковое давление грунта	1,20 (0,80)
Давление наносов	1,20
Гидростатическое и волновое давление, давление фильтрационной воды	1,00
Снеговые нагрузки	1,40
Ветровые нагрузки	1,20
Ледовые нагрузки	1,10
Нагрузки от судов	1,20
Температурные и влажностные воздействия	1,10
Сейсмические воздействия	1,0

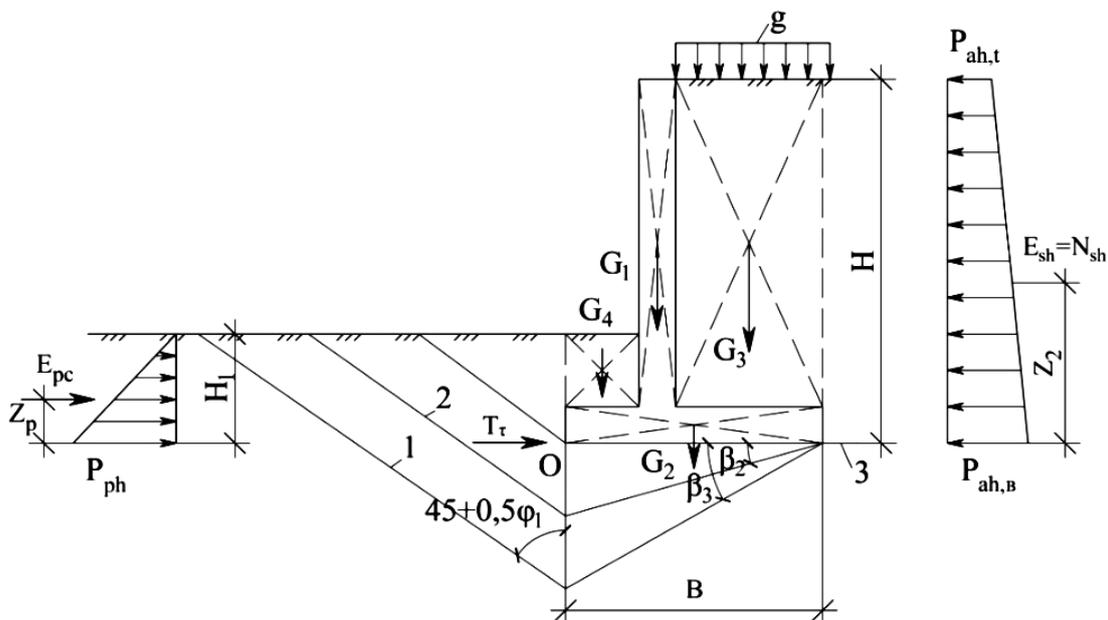


Рис. 4. К расчету подпорных стен (на устойчивость против сдвига и устойчивость против опрокидывания): 1, 2, 3 – возможные плоскости сдвига при $\beta_1 = 0$, $\beta_2 = 0,5\phi_1$, $\beta_3 = \phi_1$ соответственно

Сила сдвига T_{sh} представляет собой равнодействующую горизонтального активного давления грунта на 1 м длины стены:

$$T_{sh} = E_{ah} = 0,5(p_{ah,t} + p_{ah,b}) \cdot H, \quad (12)$$

где $p_{ah,t}$ и $p_{ah,b}$ – значения активного давления грунта на уровне дневной поверхности грунта и на уровне подошвы фундамента, которые вычисляют по формуле (1) при $y = 0$ и $y = H$ (см. рис. 4). Удерживающую силу T_t записывают в виде трехчлена:

$$T_t = N \cdot \operatorname{tg}(\varphi_1 - \beta) + B \cdot C_1 + E_{pc}, \quad (13)$$

где N – сумма действующих вертикальных сил, включая собственный вес и вес грунта, $N = \sum G_i$; G_i – собственная масса стен и грунта, который находится в пределах ширины подошвы стены ($G_1 \dots G_4$ на рис. 4); φ_1 и C_1 – угол внутреннего трения и удельное сцепление грунта при расчетах по предельным состояниям первой группы соответственно; β – угол наклона возможных плоскостей сдвига; E_{pc} – равнодействующая пассивного давления грунта, $E_{pc} = 0,5p_{ph}H_1$; B – ширина подошвы стены.

Устойчивость подпорных стен, имеющих горизонтальную подошву, против сдвига вычисляют по трем значениям угла β ($\beta = 0$ (сдвиг по подошве стены); $\beta_2 = 0,5\varphi_1$; $\beta_3 = \varphi_1$ (глубинный сдвиг по ломанным поверхностям скольжения)).

Устойчивость стены против опрокидывания проверяют из условия

$$M_n / M_v \geq 1,5, \quad (14)$$

где M_n – удерживающий момент, гарантируемый вертикальными нагрузками относительно точки O ,

$M_n = \sum G_i \cdot x_i$; M_v – опрокидывающий момент от воздействия давления грунта относительно переднего края подошвы стены (точка O на рис. 4), $M_v = E_{ah} \cdot Z_a - E_{pc} \cdot Z_p$; Z_p – плечо приложения равнодействующей пассивного давления грунта относительно точки O , $Z_p = H_1/3$; Z_a – плечо приложения равнодействующей активного давления грунта относительно точки O , которое можно вычислить по формуле

$$Z_a = H(2p_{ah,t} + p_{ah,b}) / [3(p_{ah,t} + p_{ah,b})]. \quad (15)$$

Если условия (11) и (14) не выполняются, необходимо увеличить ширину фундаментной плиты (размер B) и расчет повторить.

Уголковые подпорные стены

Уголковые подпорные стены состоят из лицевой и фундаментной плит, жестко связанных между собой [3, 5]. В монолитных стенах жесткость узлового соединения достигается за счет соответствующего размещения арматуры, в сборных и сборно-монолитных – при помощи щелевидного стыка, для которого лицевую (вертикальную) арматуру устанавливают в паз фундаментной (горизонтальной) плиты с последующим обетонированием бетонной смесью.

Уголковые стены применяют при высоте $H \leq 6$ м. В таких стенах ширину фундаментной плиты назначают $B = (0,7 \dots 1,0) \cdot H$, а вылет фундаментной плиты за внешнюю грань лицевой плиты $b = (0,2 \dots 0,3) \cdot B$. Толщину лицевой плиты в месте сопряжения с фундаментной принимают $t = (0,06 \dots 0,08) \cdot H$, но не менее 12 см (из условия размещения продольной арматуры и обеспечения защитного слоя бетона).

Лицевая плита, воспринимающая боковое активное давление грунта, ра-

ботает как консоль, защемленная в фундаментной плите (рис. 5).

При расчетах лицевую плиту делят на зоны шириной 2...3 м и на уровне границ этих зон вычисляют изгибающие моменты. Например, для сечений 1-1 и 2-2 изгибающие моменты на 1 п. м длины стены:

$$M_1 = E_{ah_1} \cdot Z_{a_1} = 0,5(p_{ah,t} + p_{ah1}) \cdot H_1 \cdot Z_{a_1}; \quad (16)$$

$$M_2 = E_{ah_2} \cdot Z_{a_2} = 0,5(p_{ah,t} + p_{ah2}) \cdot H_2 \cdot Z_{a_2}, \quad (17)$$

где Z_{a_1} и Z_{a_2} вычисляют по формуле (15), подставляя в нее соответствующие значения H и p .

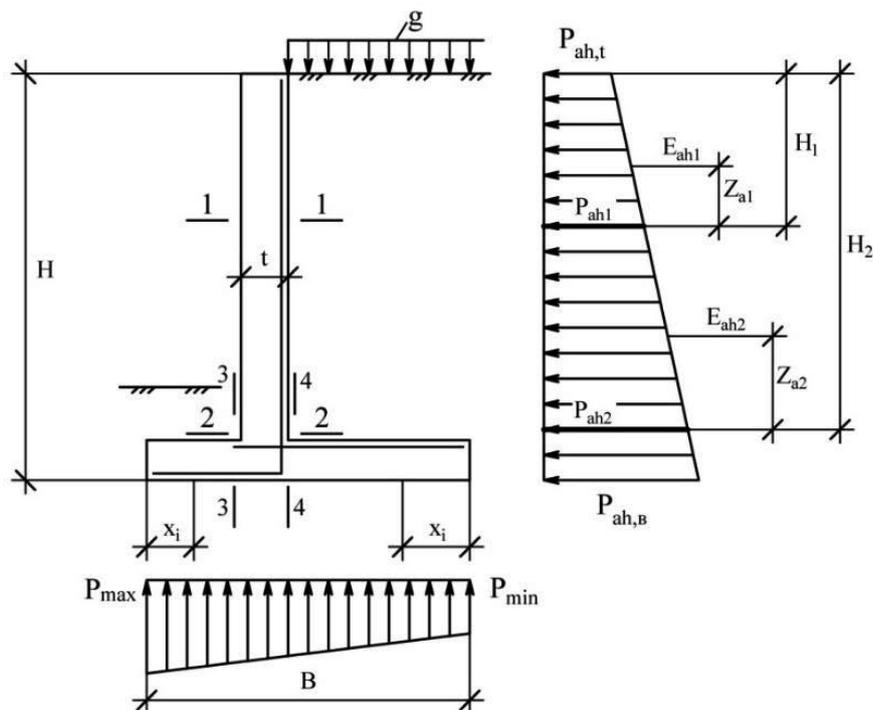


Рис. 5. Схема действующих усилий на угловую подпорную стену и её армирование

Максимальное и минимальное правое давление под подошвой стенки определяют по формуле внецентренного сжатия (при длине стены 1 м):

$$P_{\frac{\max}{\min}} = \frac{N}{B} \left(1 \pm \frac{6 \cdot e}{B} \right), \quad (18)$$

где $N = G_1 + G_2 + G_3 + G_4 + g \cdot B$ (см. рис. 4); $e = \frac{M}{N}$; $M = \sum G_i \cdot e_i + E_{ah} \cdot Z_a$; $\sum G_i \cdot e_i$ – сумма моментов всех вертикальных сил относительно оси, проходящей через центр тяжести

подошвы стены.

Передняя и задняя консоли фундаментной плиты подвержены изгибу от действия отпора грунта и вертикальных нагрузок. Изгибающие моменты в сечениях 3-3 и 4-4 соответственно составляют:

$$M_3 = -0,5 \sum G_i \cdot x_i + x_i^2 \left[0,5p_1 + (p_{\max} - p_1)/3 \right]; \quad (19)$$

$$M_4 = 0,5 \sum G_i \cdot x_i + 0,5gx_i^2 - 0,5x_i^2 \left[p_{\min} + (p_2 - p_{\min})/3 \right], \quad (20)$$

где G_i – вес i -го участка стены или грунта, которые расположены слева от сечения 3–3 или справа от сечения 4–4; x_i – расстояние от края консоли до сечения, которое рассматривают; p_1 и p_2 – ординаты эпюры давления под подошвой стены в сечениях.

По найденным изгибающим моментам выполняют подбор рабочей арматуры как для изгибающих элементов прямоугольного сечения и размещают её в растянутых зонах (см. рис. 5). С учетом экономии арматуры в каждой расчетной зоне вертикальной плиты устанавливают такое количество стержней, которое отвечает действующему изгибающему моменту в этой же зоне. Горизонтальные (фундаментные) плиты армируют, не обрывая стержней.

Плиты стен в большинстве случаев армируют сварными сетками или арматурными блоками. Армирование монолитных плит может осуществляться при помощи отдельных стержней (рис. 6, а). При этом особое внимание уделяют анкерровке арматуры в узле соединения плит. Расчетную рабочую арматуру располагают соответственно схеме, приведенной на рис. 5, а возле противоположных поверхностей устанавливают конструктивную арматуру. Пространственные арматурные блоки собирают из плоских сборных сеток (рис. 6, б). В каждой плите устанавливают отдельно армоблоки. Для армирования подпорных стен используют арматуру класса S240, S400 и S500.

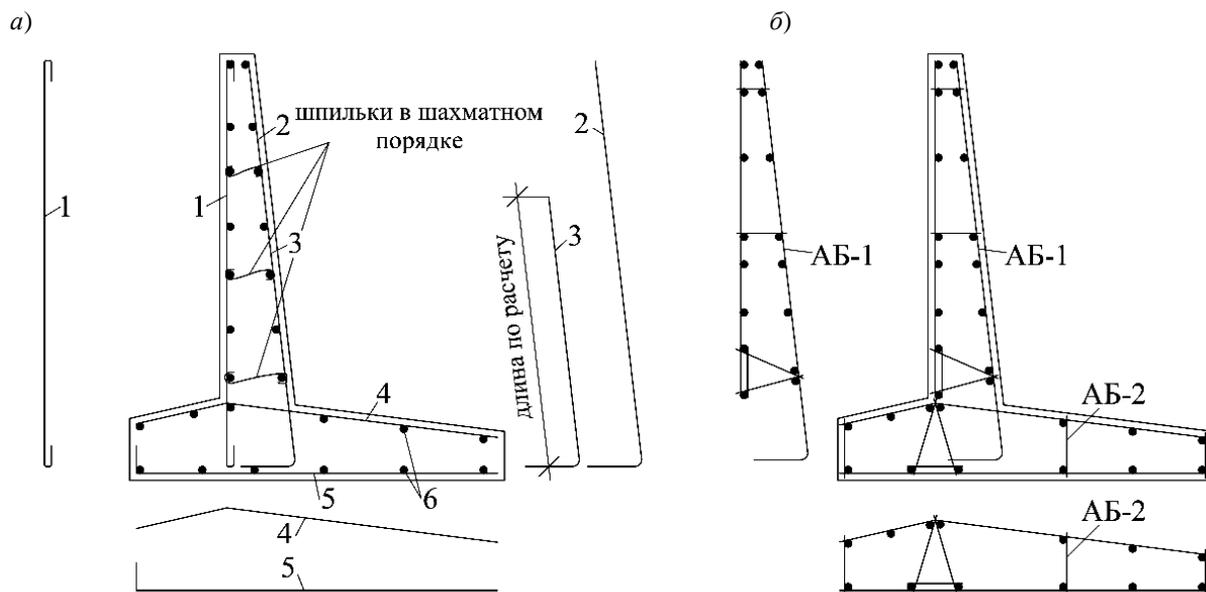


Рис. 6. Схема армирования уголкового подпорной стенки отдельными стержнями (а) и армоблоками (б)

Контрфорсные подпорные стены

Контрфорсные стены применяют при значениях $H > 6$ м. Стены состоят из лицевой плиты, фундаментной плиты и ребер (контрфорсов). В сравнении с уголковыми стенам в контрфорсных лицевая плита полностью или частично

передает давление грунта на контрфорсы, расположенные вдоль стены через 2...3,5 м [4, 5]. Горизонтальное активное давление грунта и отпор грунта под подошвой фундаментной плиты определяют, как и для уголкового стены.

Из-за частого расположения ребер ($l \leq 0,5H_2$, где l – расстояние между

ребрами или шаг ребер; H_2 – высота лицевой плиты) лицевая (вертикальная) плита работает только в горизонтальном направлении как неразрезная конструкция. Это дает возможность уменьшить толщину лицевой плиты и расходы арматуры. В высоких стенах вертикальная (лицевая) плита под воздействием горизонтального давления засыпки изгибается в горизонтальной плоскости, опираясь на ребра. Нагрузка на плиту возрастает по мере заглубления от поверх-

ности земли, поэтому для расчета её разбивают по высоте на несколько зон высотой 1,5...2,0 м и за расчетную нагрузку для каждой зоны принимают среднее для данной зоны значение давления грунта. Расчет такой плиты выполняют, как и для балочной плиты монолитного ребристого перекрытия. Армирование лицевой плиты в данном случае осуществляется отдельно плоскими сварными сетками (рис. 7, б).

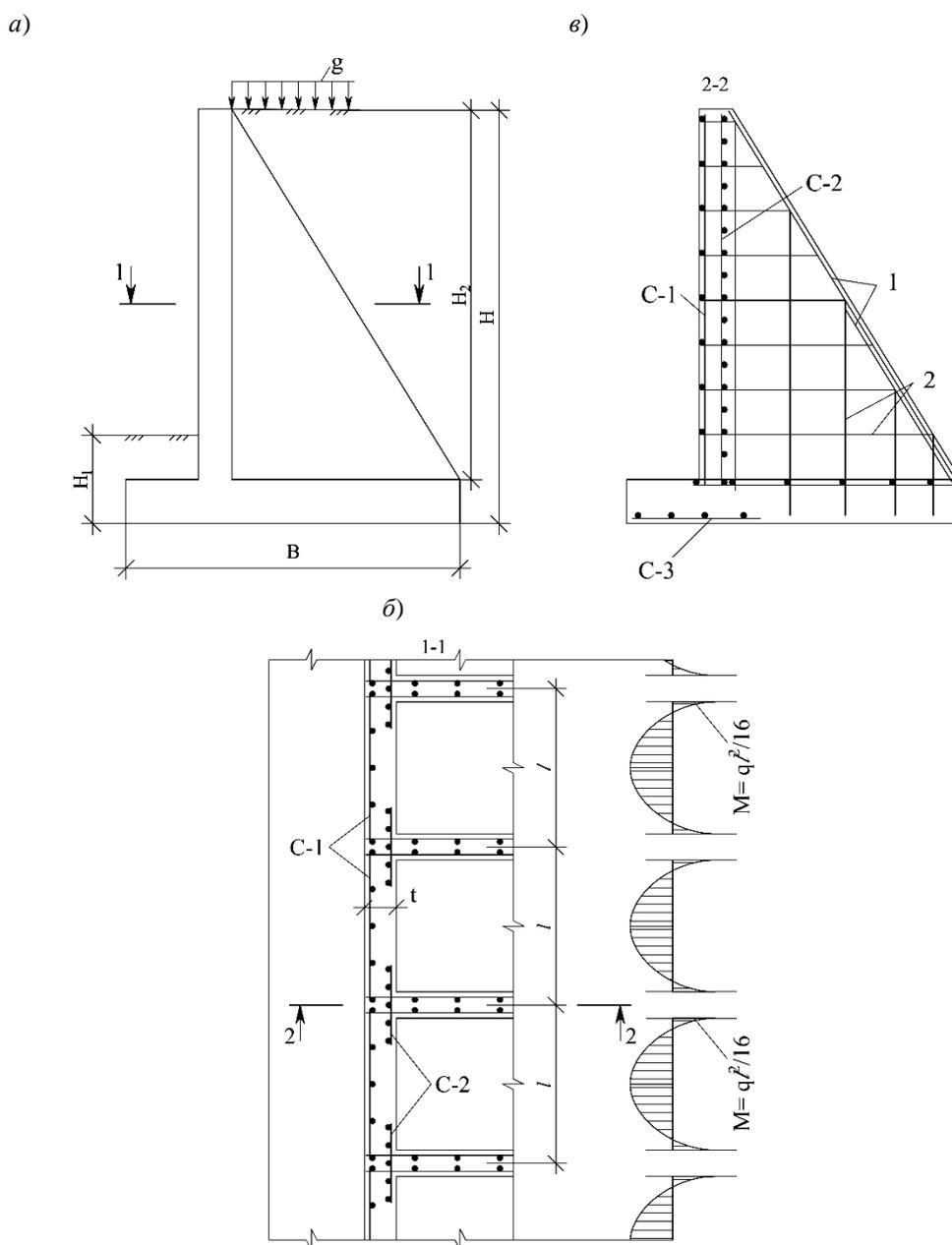


Рис. 7. Схема армирования контрфорсной стены: а – общий вид; б – армирование лицевой плиты; в – армирование ребра; 1 – продольная рабочая арматура ребра; 2 – горизонтальные и вертикальные стержни

При более редком расположении ребер ($0,5H_2 < l < H_2$) лицевая плита работает как пластина, опертая по трем сторонам: две стороны опираются на контрфорсы, третья – защемленная в фундаментной плите. Рабочую арматуру в плитах, опертых (защемленных) по трем сторонам, устанавливают в горизонтальном и вертикальном направлениях в соответствии с действующими изгибающими моментами.

Размещение ребер (контрфорсов) на расстоянии, превышающем $2H_2$ или $l > 2H_2$, нецелесообразно, т. к. в этом случае лицевая плита работает в вертикальном направлении точно так же, как в угловой подпорной стенке.

Передняя часть фундаментной плиты работает как консоль, защемленная по внешней грани лицевой плиты; её расчет производят так же, как для угловой стены. Задняя часть фундаментной плиты в зависимости от соотношения размеров может работать как балочная плита, как плита, опертая по трем сторонам, или как консоль. В зависимости от расчетной схемы принимают метод определения изгибающих моментов от действия реактивного давления (отпора) грунта и от вертикальных нагрузок. По найденным изгибающим моментам рассчитывают площадь поперечного сечения арматуры, а принятые стержни располагают в соответствии с характером действия моментов.

В соответствии с эпюрой изгибающих моментов, действующих в вертикальной (лицевой) плите (см. рис. 7, б), рабочую арматуру располагают горизонтально, вдоль стенки, в пролетах – у наружной грани плиты, а над ребрами – у вертикальной (со стороны засыпки).

Ребро (контрфорс) работает как консоль, защемленная в фундаментной плите. Нагрузками на ребро являются опорные реакции лицевой плиты. Изгибающие моменты в ребре определяют в нескольких сечениях по высоте ребра. По изгибающим моментам вычисляют

рабочую растянутую арматуру в соответствии с существующими нормативными документами. Ребро рассматривают как балку таврового сечения переменной высоты. Подбранную арматуру располагают возле наклонной грани ребра (рис. 7, в). Помимо этого, в ребре устанавливают горизонтальные и вертикальные стержни, которые рассчитывают на отрыв ребра от лицевой плиты и на отрыв ребра от фундаментной плиты. Эти стержни обязательно анкеруются в плитах.

Шпунтовые безанкерные стены

Шпунтовые безанкерные стены [3–5] представляют собой простейшие сооружения для поддержания вертикального профиля грунта. Их используют при свободной высоте стены $H = 3...4$ м. Лицевую поверхность стены образуют железобетонные шпунтовые сваи (шпунты), которые сверху объединяются обвязочной железобетонной балкой (ростверком) (рис. 8).

Шпунты изготавливают плоскими и тавровыми. При этом используют бетон класса С20/25...С30/37 и горячекатаную арматуру классов S400, S500, а в предварительно напряженных шпунтах – арматуру классов S800, S1200. Принимая класс арматуры, учитывают степень агрессивности грунтов основания.

Плоские шпунты имеют ширину 45...100 см. Создают шпунты при помощи четвертей или гребней и пазов (см. рис. 8, б, в). Соединение в четверть удобнее, оно не вызывает затруднений при погружении свай в результате подмыва. Однако при ударном нагружении свай тяжело достичь плотного соединения между ними. Более высокую плотность имеет шпунтовый ряд при соединении шпунтов по типу гребень – паз. В отдельных случаях гребень можно выполнить из стального листа.

Железобетонные шпунты таврового сечения имеют ширину 80...170 см, толщину 10...15 см, ширину ребра

20...35 см. Высоту ребра рассчитывают из условия изгиба и принимают в пределах 40...50 см (см. рис. 8, з).

В статическом отношении безанкерная шпунтовая стена представляет собой консольную балку, защемленную в основании. Внешней нагрузкой на стену является активное боковое давление грунта с учетом нагрузок на его поверхность. Устойчивость стены против вы-

пора обеспечивается пассивным давлением на участок стены, заглубленный в основание. Расчет шпунтовой стены заключается в определении глубины забивки и толщины шпунтов, которые обеспечивают её устойчивость и прочность. Для расчета на прочность следует определить изгибающие моменты, которые возникают вдоль шпунта по высоте.

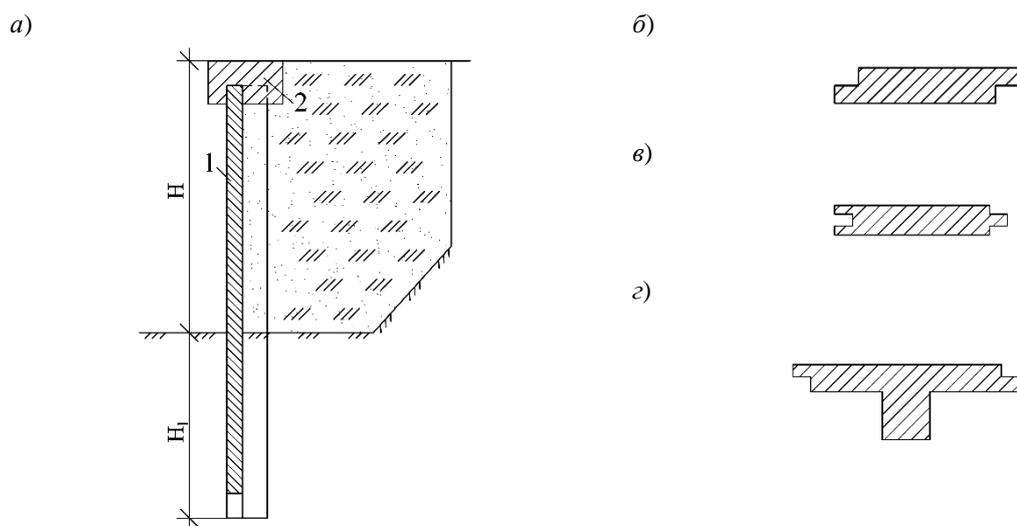


Рис. 8. Конструкция шпунтовой безанкерной стены: а – общая конструктивная схема; б–з – типы поперечного сечения шпунтов; 1 – железобетонный шпунт; 2 – обвязочная балка

Практически эпюру изгибающих моментов создают графоаналитическим методом. Сначала строят эпюру активного и пассивного давлений грунта, предварительно условно поделив стену на горизонтальные участки (рис. 9, а). Поскольку к началу расчета глубина забивки шпунтов неизвестна, эпюру пассивного давления строят на достаточно большую глубину, которая превышала бы действительную глубину забивки. Значения активного и пассивного давлений грунта вычисляют по формулам (1) и (9) и умножают их на ширину шпунта. После этого, сложив ординаты эпюр активного и пассивного давлений грунта, вычерчивают суммарную эпюру давления (рис. 9, б), которую в пределах каждого участка заменяют сосредоточенными силами, равными объему эпю-

ры давления в пределах соответствующего участка (рис. 9, в). По найденным усилиям строят силовой (рис. 9, з) и веревочный (рис. 9, д) многоугольники.

Полюс силового многоугольника принимают на вертикали, которая совпадает с началом вектора первой силы. Направление луча, замыкающего веревочный многоугольник, определяется первым его лучом, который продлевается до пересечения с последним лучом (штрих на рис. 9, з). Изображенная на рис. 9, з кривая представляет собой в определенном масштабе эпюру изгибающих моментов, которые появляются в шпунте.

Частное значение моментов

$$M = Z \cdot \bar{m}, \quad (21)$$

где \bar{m} – полюсное расстояние в масштабе, см; Z – ордината замкнутого веревочного многоугольника в масштабе длины.

Нижняя граница действующей эпюры пассивного давления грунта слева находится в месте пересечения веревочного многоугольника с замыкающим лучом на расстоянии H_0 от поверхно-

сти грунта перед шпунтовой стеной. Фактически шпунт погружают несколько ниже, принимая $N_1 = 1,1H_0$ от поверхности грунта перед стеной. Считается, что определенное таким способом заглубление шпунта является достаточным для обеспечения его устойчивости.

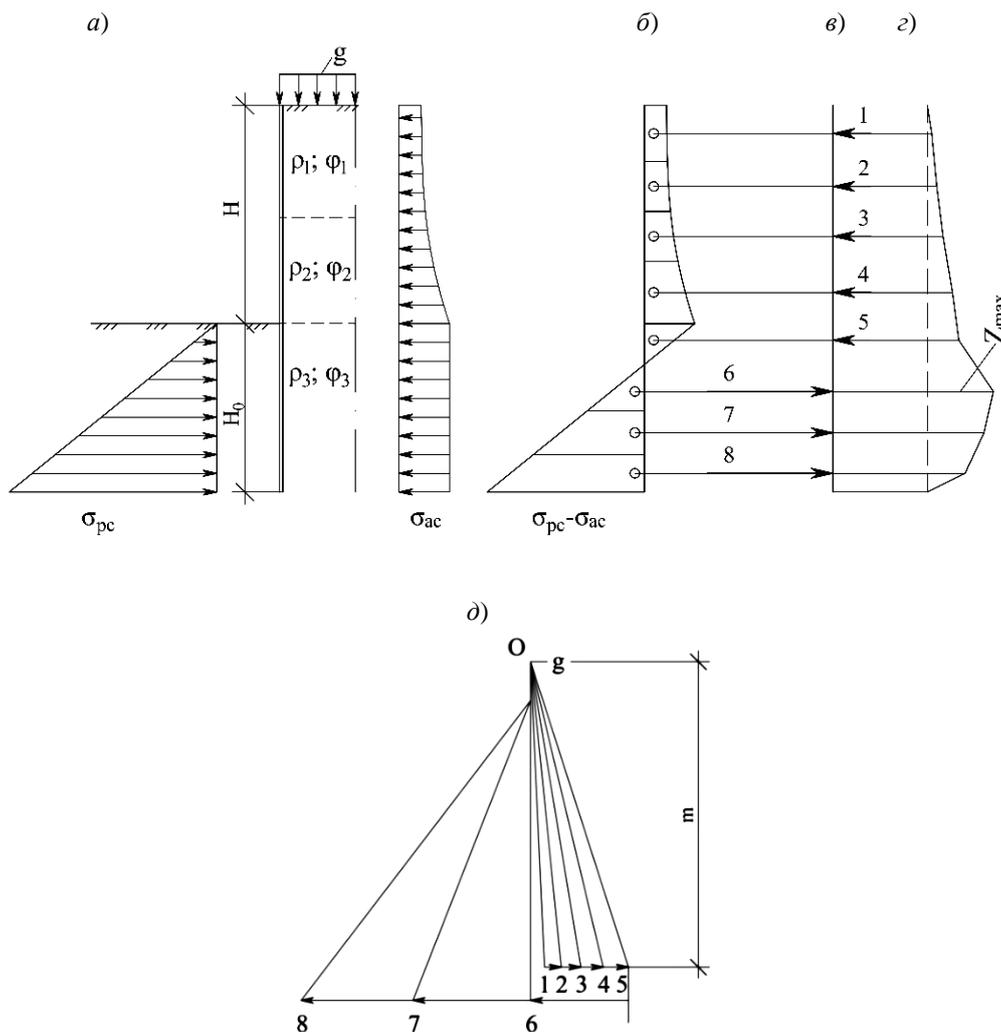


Рис. 9. К расчету безанкерных шпунтовых стен графоаналитическим методом

Расчет прочности шпунта или определение площади поперечного сечения рабочей арматуры при известных размерах поперечного сечения шпунта осуществляется как для изгибаемых элементов на действие изгибающих моментов, которые вычисляют по форму-

ле (21). При незначительной длине шпунта его армирование осуществляют на действие максимального изгибающего момента. С целью защиты арматуры от коррозии шпунты рассчитывают на трещиностойкость, учитывая агрессивность грунтов основания. Конструиро-

вание железобетонных шпунтов выполняют, придерживаясь требований к конструированию изгибаемых железобетонных элементов.

Подпорные стены типа ряжей

Сборные подпорные стены можно выполнять по принципу обыкновенных

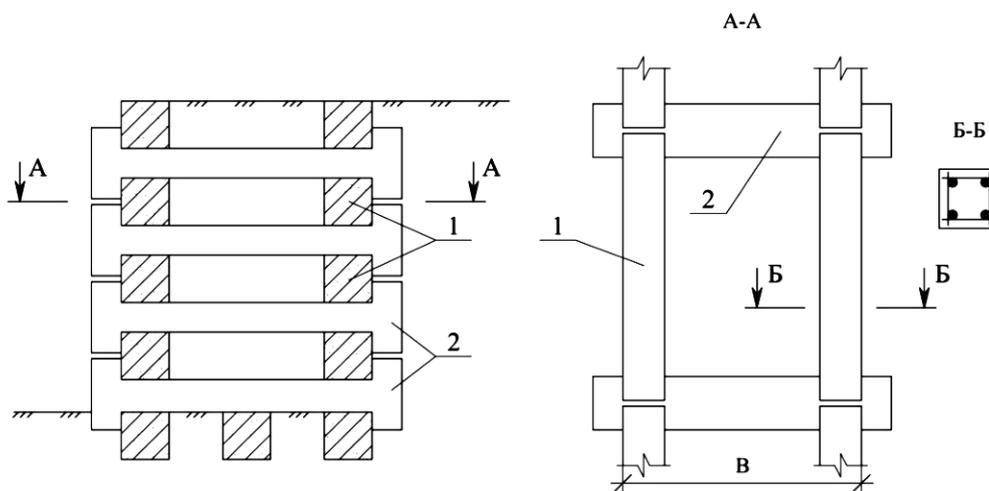


Рис. 10. Железобетонная ряжевая стена: 1 – брусья; 2 – анкерные балки

Наружные продольные элементы под действием грунта работают на изгиб как свободно опертые балки. Анкерные балки, за исключением торцевых, работают на центральное растяжение. Предельная длина элементов – 3 м, длина продольных балок обусловлена их транспортабельностью, а поперечных – расчетной шириной стены. Армирование элементов целесообразно выполнять симметричным для укладки при их монтаже в любом положении.

Ширину стенки B определяют из условий устойчивости. На продольные элементы действует давление грунта, которое вычисляют по формуле

$$E = \gamma \frac{A}{u \cdot \operatorname{tg} \varphi}, \quad (22)$$

где E – горизонтальное давление грунта на 1 м^2 поверхности стены; A – пло-

щадью сечения ячейки; u – периметр ячейки; $\operatorname{tg} \varphi$ – тангенс угла внутреннего трения; γ – объемная масса грунта.

ряжей (рис. 10). Ряжи состоят из балок в виде прямых брусков квадратного сечения и поперечных анкерных балок с заплечиками на концах. Уложенные в виде балочной клетки, эти элементы образуют в плане ряд прямоугольных ячеек, заполненных грунтом [5].

Формулу (21) можно записать как

$$E = \gamma \cdot S, \quad (23)$$

где S – коэффициент, который для различных значений φ при $l = 3 \text{ м}$ приведен в табл. 2, $S = \frac{A}{u \cdot \operatorname{tg} \varphi}$.

Интенсивность нагрузки на 1 п. м продольных элементов ряжа составляет

$$q = E(d + d_1), \quad (24)$$

где d – высота продольного элемента; d_1 – значение просвета между элементами.

Изгибающий момент определяют по формуле

$$M = \frac{q \cdot l^2}{8}, \quad (25)$$

где l – расчетный пролет, принимаемый равным расстоянию между осями поперечных (анкерных) элементов.

Поперечные элементы рассчитывают на центральное растяжение по усилию $N = q \cdot l$. Заплевички анкерного захвата поперечных балок должны быть рассчитаны на смятие и срез.

Табл. 2. Значение коэффициента S при $l = 3$ м

φ, град	В					
	0,6	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0
25	0,47	0,79	1,04	1,24	1,41	1,55
30	0,37	0,64	0,85	1,01	1,14	1,25
35	0,31	0,53	0,70	0,84	0,95	1,03
40	0,26	0,44	0,59	0,70	0,79	0,87
45	0,22	0,37	0,49	0,59	0,66	0,73

Заключение

В начале XXI в. в связи с прогнозируемым строительством транспортных коридоров через Беларусь возникла необходимость проектирования и строительства значительного количества сооружений в виде гидротехнических шлюзов-регуляторов, мостов, набережных, обводных каналов, подземных паркингов и пр. Как правило, во все эти сооружения входят подпорные стены

различных разновидностей. Поэтому уже сегодня необходимо критически пересмотреть принципы расчета, проектирования и эксплуатации подпорных стен и, учитывая опыт работы этих конструкций, внести коррективы, а возможно, и принципиальные изменения в существующие нормативные документы, чтобы обеспечить соответствующую долговечность, надежность и безотказность в их работе.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Большой строительный терминологический словарь-справочник. Официальные и неофициальные термины и определения в строительстве, архитектуре, градостроительстве и строительной технике / В. Д. Наумов [и др.]; под ред. Ю. В. Феофилова. – Минск : Минсктиппроект, 2008. – 816 с.
2. Інженерна геологія. Механіка ґрунтів, основи і фундамент : підручник / М. Л. Зоценко, В. І. Коваленко, В. Г. Хілобок, А. В. Яковлев. – Київ : Вища школа, 1992. – 408 с.
3. П17-02 к СНБ 5.01.01–99. Проектирование и устройство подпорных стен и креплений котлованов. – Минск : Минстройархитектуры, 2003. – 94 с.
4. Коновалов, П. А. Основания и фундаменты реконструируемых зданий / П. А. Коновалов. – 4-е изд., перераб. и доп. – Москва : ВНИИТПИ, 2000. – 318 с.
5. Мости: конструкції та надійність : довідник / Й. Й. Лучко [та ін.] ; за ред. В. В. Панасюка і Й. Й. Лучка. – Львів : Каменяр, 2005. – 989 с.

6. **СНиП 2.06.07–87.** Подпорные стены, судоходные шлюзы, рыбопропускные и рыбозащитные сооружения. – Москва : Госстрой СССР, 1989. – 42 с.

Статья сдана в редакцию 15 сентября 2018 года

Славик Денисович Семенюк, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-297-43-38-72.

Юрий Николаевич Котов, студент, Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-296-03-88-25.

Slavik Denisovich Semeniuk, DSc (Engineering), Belarusian-Russian University. Phone: +375-297-43-38-72.

Yuriy Nikolayevich Kotov, student, Belarusian-Russian University. Phone: +375-296-03-88-25.

УДК 691.32

С. Д. Семенюк, В. А. Ржевуцкая

ВЛИЯНИЕ КОМПОНЕНТОВ ЛЕГКОГО БЕТОНА НА ПРОЧНОСТНЫЕ И ДЕФОРМАТИВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

UDC 691.32

S. D. Semeniuk, V. A. Rzhevutskaya

INFLUENCE OF COMPONENTS OF LIGHTWEIGHT CONCRETE ON STRENGTH AND DEFORMATION CHARACTERISTICS

Аннотация

Для выявления влияния компонентов заполнителя на прочностные и деформативные характеристики керамзитобетона в Белорусско-Российском университете проведены экспериментальные и теоретические исследования прочности и деформативности образцов в виде кубов, призм и цилиндров на кратковременное центральное сжатие из керамзитобетона. В процессе исследований определены призматическая и цилиндрическая прочности, продольный, поперечный и сдвиговой модуль деформаций, коэффициент Пуассона, пределы верхнего и нижнего микротрещинообразования.

Ключевые слова:

керамзитобетон, заполнитель, модуль деформаций, кинетика роста, коэффициент Пуассона, пределы микротрещинообразования.

Abstract

Experimental and theoretical research was carried out at the Belarusian-Russian University in order to find the effect of aggregate components on the strength and deformation characteristics of expanded clay concrete. Expanded clay concrete samples in the form of cubes, prisms and cylinders were subjected to short-term central compression and their strength and deformation properties were studied. The prismatic and cylindrical strength, longitudinal, transverse and shear modulus of deformation, the Poisson's ratio, as well as the limits of upper and lower microcrack formation were determined.

Keywords:

expanded clay concrete, aggregate, modulus of deformation, growth kinetics, Poisson's ratio, limits of microcrack formation.

Введение

Коэффициент конструктивного качества бетона по сравнению с коэффициентом конструктивного качества стали намного ниже, что является недостатком для конструкции. Чтобы устранить этот недостаток, можно уменьшить удельный вес бетона или увеличить его прочность. В последние несколько десятилетий удельный вес бетона успешно сокращается за счет использования легкого бетона, в том числе керамзитобетона. В качестве

крупного заполнителя для легкого бетона целесообразно применять керамзит. Это связано с тем, что на долю керамзита приходится больше половины от всего производства пористых заполнителей в Республике Беларусь.

Легкий бетон широко применяется не только для наружных ограждений отапливаемых зданий, но и для уменьшения веса конструкций, т. е. снижения давления на грунты. Легкий бетон, в частности керамзитобетон, широко используется при возведении зданий и

сооружений гражданского назначения, зданий промышленного назначения, в сельскохозяйственном строительстве, в гидротехническом строительстве, а также в плавучих наливных емкостях морских сооружений [9]. Конструкции из легкого бетона изготавливают как с обычным армированием, так и с предварительно напряженным. В сельскохозяйственном строительстве из легких бетонов изготавливают укрупненные наружные комплексные панели, покрытия в виде плит типа 2Т и в виде П-образной оболочки [2].

В Белорусско-Российском университете проводится ряд исследований керамзитобетона, на основе которых принимаются модели его прочности.

Влияние компонентов легкого бетона на прочностные характеристики

Большое разнообразие легких заполнителей с существенно различными свойствами предопределяет отличие прочностных свойств легких бетонов от аналогичных, принятых для тяжелого бетона. В силу этого проведенные исследования имели целью выявление влияния компонентов крупного заполнителя на прочностные характеристики и их взаимосвязи как для некоторых отдельных видов легких бетонов, так и для легкого бетона в целом.

Прочность легких заполнителей колеблется в весьма широких пределах – от 0,49 до 9,8 МПа при испытании их в стандартном цилиндре. Однако при работе в бетоне такое отличие резко сглаживается и позволяет выявить общие закономерности, свойственные легкому бетону. Разрушение такого бетона в этом случае происходит в основном по заполнителю в отличие от разрушения тяжелого бетона, где оно происходит, как правило, по контакту заполнителя с раствором. Пористые заполнители имеют низкую насыпную плотность, меньшую, чем плотные, меньшую прочность, шероховатую поверхность зерен.

Эти свойства резко изменяют водопотребность и водосодержание бетонной смеси, в связи с этим изменяются и основные свойства бетонной смеси и бетона. Легкие бетоны на пористых заполнителях имеют пористость до 40 %, плотность до 2200 кг/м³. Прочность легких бетонов зависит от активности цемента, водоцементного отношения, условий и длительности твердения, прочностей заполнителей и других факторов, таких как объемы раствора и заполнителя в бетоне, предельные сжимаемости скелета и заполнителя.

Прочность и объемная масса легких бетонов с увеличением расхода вяжущего возрастают, что объясняется повышением содержания в бетоне более прочного, но в то же время и более тяжелого компонента – цементного камня. Наибольшее же влияние на объемную массу и прочность легких бетонов оказывает зерновой состав и качество заполнителей, а также форма и характер поверхности зерен. Так как зерна крупного заполнителя благодаря своему пористому строению по сравнению с гранитными фракциями обладают меньшей объемной массой и прочностью, то при увеличении содержания крупного заполнителя в смеси объемная масса и прочность бетона снижаются.

Некоторые исследователи полагают, что при некоторых одинаковых факторах, определяющих рациональный подбор состава бетона, прочность легкого бетона будет зависеть только от водоцементного отношения:

$$f_{c,cube}^G = K_0 \cdot R_u \cdot (C/B - A), \quad (1)$$

где $f_{c,cube}^G$ – прочность бетона на сжатие в возрасте 28 сут; R_u – активность цемента; C/B – цементно-водное отношение; K_0 и A – эмпирические коэффициенты, зависящие от заполнителей и технических факторов.

В [8] предложено определять прочность легкого бетона в зависимости от расхода цемента C и его активнос-

ти R_u следующим образом:

$$f_{c,cube}^G = K_0 \cdot R_u \cdot (C - A), \quad (2)$$

где $f_{c,cube}^G$ – прочность бетона на сжатие в возрасте 28 сут; R_u – активность цемента; C – расход цемента; K_0 и A – эмпирические коэффициенты, зависящие от заполнителей и технических факторов.

В формуле для определения прочности легкого бетона в [1] учитывается еще и качество цемента вводом в формулу коэффициента нормальной густоты:

$$R = \frac{R_u \cdot \sqrt{1 - \eta}}{\frac{1 + 1,65k'_{н.з.} \cdot (B/C)'_{\sigma} - 1,65k'_{н.з.}}{k'_{н.з.}}}, \quad (3)$$

где η – уровень напряжений, $\eta = \frac{\beta \cdot Q_{II}}{C}$;

$k'_{н.з.}$ – коэффициент нормальной густоты; β – доля содержания пылевидных фракций в песке; B/C – водоцементное отношение (берется с учетом поглощенной заполнителем воды).

Существуют зависимости, учитывающие еще и объемы, прочности заполнителя и раствора в бетоне, а также их деформативные свойства, – это формула, предложенная в [10]:

$$R_{\sigma} = R_p \left(v_p + v_3 \cdot \frac{E_3}{E_p} \right), \quad (4)$$

где v_p и v_3 – доли раствора и заполнителя по объему; E_3 и E_p – модули упругости заполнителя и раствора.

В [4] в зависимости от схемы разрушения предлагается следующее:

$$R = E_p \cdot \varepsilon_c \text{ или } R = E_p \cdot \varepsilon_3, \quad (5)$$

где ε_c и ε_3 – предельные сжимаемости скелета и заполнителя; E_p – модуль упругости раствора.

М. З. Симоновым [9] была предложена зависимость, учитывающая прочность заполнителя:

$$R_{\sigma} = \frac{R_u}{0,45} \cdot \delta^2 \cdot \mu_u + R_3 \cdot (1 - \mu_u), \quad (6)$$

где δ – плотность цементного камня в бетоне, равная отношению абсолютного объема затвердевшего цементного камня в бетоне c_k к сумме абсолютных объемов цемента c , воды b , воздушных пор n в бетоне, $\delta = \frac{c_k}{c + b + n}$; μ_u – показатель отношения площади разрыва по цементному камню ко всей площади разрыва; R_3 – прочность заполнителя.

На основе исследования [12] предложена для керамзитобетона следующая зависимость:

$$R_{\sigma} = \left[(1 - \varphi) \cdot \frac{E_p}{E_3} + \varphi \right] \cdot R_3, \quad (7)$$

где φ – объемная концентрация керамзита в бетоне.

В [5] предлагается формула

$$R_{\sigma} = \frac{R_k}{\alpha_k} \cdot S_k + R_3^{кул} \cdot (1 - S_k), \quad (8)$$

где α_k – коэффициент концентрации напряжений в цементном камне при наличии в нем макропор; R_k – прочность цементного камня.

Некоторые исследователи (Ю. Е. Корнилович, И. Н. Иванов-Дятлов, С. Е. Фрайфельд, М. З. Симонов) предложили определять прочность легкого бетона в функции от прочности раствора и крупного заполнителя:

$$f_{c,cube}^G = S_{раств.} \cdot R_{раств.} + R_3 \cdot (1 - S_{раств.}), \quad (9)$$

где $R_{раств.}$ – фактическая прочность при сжатии растворной части бетона; R_3 – фактическая прочность при сжатии крупного пористого заполнителя в бетоне; $S_{раств.}$ – расчетная относительная

площадь раствора в сечении бетона; $(1 - S_{расств.})$ – расчетная относительная площадь крупного пористого заполнителя.

А. Б. Пирадов [7] исследовал прочность легкого бетона на сжатие в возрасте 28 сут на разных пористых заполнителях. Используя метод теории множественной корреляции, он вывел зависимость прочности легкого бетона от четырех переменных бетонной смеси. Данная зависимость представлена уравнением регрессии

$$f_{c,cube}^G = 10,38 \cdot C/B + 0,0441 \cdot t + 0,215 \cdot R_u + 1,19 \cdot R_3 - 27,95, \quad (10)$$

где C/B – цементно-водное отношение; t – расход цементного теста; R_u – активность цемента; R_3 – прочность крупного заполнителя по испытанию в стандартном цилиндре.

Установить связь для перечисленных параметров с прочностью легких бетонов для всех видов заполнителей прямыми опытами не представляется возможным. Для решения этой задачи была привлечена математическая статистика и, в частности, метод теории множественной корреляции. Такой подход не только обоснован математически и физически, но и оправдан со всех других точек зрения, например, с точки зрения удобства эксперимента, отличающегося в произвольном выборе точек в факторном пространстве без каких-либо последствий для конечного результата.

Ю. И. Мешкаускас [6] вывел формулу для конструкционного керамзитобетона:

$$f_{c,cube}^G = 0,051 \cdot m_2 - 20,67 \cdot B/C + 0,651 \cdot R_3 - 19,32, \quad (11)$$

где m_2 – масса керамзита в 1 м^3 бетона.

Влияние компонентов бетона на его деформативные характеристики

При изучении деформативных характеристик легкого бетона под нагрузкой обычно определяют средние относительные деформации по боковым граням образца на участках, которые охватывают зерна заполнителя и прослойки цементного камня. Одновременное определение относительных деформаций отдельных зерен заполнителя и цементного камня способствовало бы лучшему пониманию зависимости деформативных характеристик бетона от свойств его компонентов.

Подобная методика изучения деформативных характеристик бетона предложена в [3]. Опытные данные показали, что при сжатии бетонных призм на гранитном щебне участки раствора деформируются сильнее над и под щебнем, чем участки, которые расположены по боковым поверхностям щебня. В нагруженном бетонном образце на гранитном щебне гранит воспринимает большие напряжения, чем раствор. Средние же напряжения, которые приходятся на гранит, оказываются выше, а на раствор – ниже средних напряжений в бетонном образце.

В исследованиях, которые посвящены изучению распределения деформаций в компонентах легкого бетона и влияния его на трещинообразование высокопрочного керамзитобетона, делаются следующие выводы [4].

1. Конструктивные керамзитобетоны по своей структуре могут быть подобными тяжелым в том, что прочность заполнителя может превышать прочность растворной части.

2. При разрушении бетона растворная часть и керамзитовый гравий разрушаются фактически одновременно.

3. В зависимости от соотношения свойств керамзита и раствора крупный заполнитель может оказать ослабляющее и армирующее влияние на бетон и, таким образом, играть существенную роль в

трещинообразовании и разрушении.

Деформативные свойства керамзитобетона можно охарактеризовать модулем упругости, коэффициентом упругости, предельной сжимаемостью и растяжимостью. В нормативной литературе за начальный модуль упругости принимается модуль упругопластичности бетона (секущий модуль) при $\sigma = 0,4 \cdot f_{ck}$. Связь между секущим модулем продольных деформаций и уровнем напряжений при кратковременном центральном сжатии призм до разрушения с постоянной скоростью роста напряжений с высокой достоверностью описывается линейной опытно-корреляционной зависимостью

$$E'_{lcl(\sigma)} = \frac{\sigma}{\varepsilon_{lcl(\sigma)}} = E'_{lcl(\sigma=0)} \cdot \left[1 - \lambda_{lcl(\sigma)} \cdot \eta \right], \quad (12)$$

где η – уровень напряжений; $E'_{lcl(\sigma=0)}$ – мгновенный модуль упругости бетона (секущий модуль деформаций при $\sigma = 0$); $\lambda_{lcl(\sigma)}$ – предельное значение коэффициента пластичности бетона при $\sigma = f_{lck}$.

Взаимосвязь «уровень напряжений – деформация» описывается зависимостью гиперболического вида [11]

$$\begin{aligned} \varepsilon_{lcl(\sigma)} &= \frac{\sigma}{E'_{lcl(\sigma)}} = \\ &= \frac{\sigma}{E'_{lcl(\sigma)} \cdot \left[1 - \lambda_{lcl(\sigma)} \cdot \frac{\sigma}{f_{lck}} \right]}. \end{aligned} \quad (13)$$

Как показали исследования, зависимость «секущие модули деформаций – напряжения или уровень напряжений» имеет место для продольных, поперечных, а также сдвиговых деформаций:

$$E_{lcl(\sigma)} = \frac{\sigma}{\varepsilon_{lcl(\sigma)}} = E_{lcl(\sigma=0)} \cdot \left[1 - \lambda_{lcl(\sigma)} \cdot \eta \right]; \quad (14)$$

$$\begin{aligned} \varepsilon_{lcl(\sigma)} &= \frac{\sigma}{E_{lcl(\sigma)}} = \\ &= \frac{\sigma}{E_{lcl(\sigma=0)} \cdot \left[1 - \lambda_{lcl(\sigma)} \cdot \frac{\sigma}{f_{lck}} \right]}; \end{aligned} \quad (15)$$

$$\begin{aligned} G_{l(\sigma)} &= \frac{\sigma}{\varepsilon_{G(\sigma)}} = \frac{\sigma}{2 \cdot \left[\varepsilon_{lcl(\sigma)} + \varepsilon_{lcl(\sigma)} \right]} = \\ &= G_{l(\sigma=0)} \cdot \left[1 - \lambda_{G(\sigma)} \cdot \frac{\sigma}{f_{lck}} \right]; \end{aligned} \quad (16)$$

$$\varepsilon_{G(\sigma)} = \frac{\sigma}{G_{l(\sigma)}} = \frac{\sigma}{G_{l(\sigma=0)} \cdot \left[1 - \lambda_{G(\sigma)} \cdot \eta \right]}, \quad (17)$$

где

$$\begin{aligned} \lambda_{lcl(\sigma)} &= 1 - \frac{E'_{lcl(\sigma)}}{E'_{lcl(\sigma=0)}}; \\ \lambda_{G(\sigma)} &= 1 - \frac{G_{l(\sigma)}}{G_{l(\sigma=0)}}. \end{aligned} \quad (18)$$

Касательный модуль продольных деформаций определяется в зависимости от секущего модуля продольных деформаций:

$$E_{lcl(\sigma)} = E'_{lcl(\sigma)} \cdot \nu = \frac{(E'_{lcl(\sigma)})^2}{E'_{lcl(\sigma=0)}}, \quad (19)$$

где ν – коэффициент упругости бето-

на, $\nu = \frac{E'_{lcl(\sigma)}}{E'_{lcl(\sigma=0)}}$.

Исследования опытных образцов

Характеристики используемых материалов: керамзитовый гравий фракций 5...10 мм, насыпной массой 382 кг/м³ с относительной прочностью в цилиндре 2,68 МПа; керамзитовый гравий фракций 10...20 мм, насыпной массой 326 кг/м³ с относительной прочностью в цилиндре 1,86 МПа; песок керамзитовый фракций 0...4 мм, насыпной массой 432 кг/м³ с относитель-

ной прочностью в цилиндре 4,58 МПа; вяжущее – портландцемент марки М500, активность 49,0 МПа. Плотность керамзитобетона в возрасте 28 сут составила 950 кг/м³. Рациональный состав для керамзитобетонных смесей был подобран по «Рекомендациям по подбору, изготовлению и применению конструкционно-теплоизоляционного и конструкционного керамзитобетонных», подготовленным РУП «Институт БелНИИС».

Проведенные исследования позволили установить зависимость «секущий модуль продольных деформаций – напряжение или уровень напряжений» при кратковременном центральном сжатии керамзитобетонных призм. Она с достаточно высокой достоверностью описывается линейной опытно-корреляционной зависимостью. В ходе дальнейшей обработки результатов опытных данных исследовались поперечные, продольные, а также сдвиговые деформации. При помощи статистических методов линейной корреляции были установлены численные значения параметров линейных корреляционных зависимостей.

Коэффициент корреляции r и средняя ошибка коэффициента корреляции m_r были определены по следующим формулам:

$$r = \frac{\sum_1^n (X_c \cdot Y_c)}{\sum_1^n (X_c^2 \cdot Y_c^2)}; \quad (20)$$

$$m_r = \pm \frac{1-r^2}{\sqrt{n}}, \quad (21)$$

где $\sum_1^n (X_c \cdot Y_c)$ – отклонение отдельных вариант V_x, V_y от соответствующих им средних арифметических M_x и M_y ; n – число наблюдений.

При этом корреляционное уравнение имеет вид:

$$Y = M_y + r \cdot \frac{\sigma_x}{\sigma_y} \cdot (X - M_x), \quad (22)$$

где σ_x и σ_y – средние квадратические отклонения.

Статистическая обработка линейных корреляционных зависимостей по усредненным показателям испытанных образцов показала, что достоверность линейности корреляционных зависимостей является достаточно большой (табл. 1).

Предел верхнего микротрещинообразования был определен по полученным опытными данными для образцов керамзитобетонных призм построением зависимости «уровень напряжений – объемная деформация» графическим методом по усредненным полученным результатам испытаний (рис. 1). Графическим методом по полученным экспериментальными данными, взяв вторую производную от коэффициента Пуассона, нашли предел нижнего микротрещинообразования (рис. 2). Коэффициент Пуассона был определен отношением поперечных относительных деформаций к продольным или отношением продольного модуля деформаций к поперечному для каждой ступени нагружения.

Заключение

В результате исследований определены такие показатели, как кубиковая, призмная и цилиндрическая прочности, модули продольных и поперечных деформаций, модуль сдвига, а также верхний и нижний пределы микротрещинообразования керамзитобетона. Для определения прочности легкого бетона проанализированы формулы, предложенные многими авторами, на основании чего можно сделать вывод, что прочность легкого бетона, в том числе и керамзитобетона, зависит не только от активности цемента, водоцементного отношения, прочности

крупного заполнителя, но и от других факторов, таких как условия и длительности твердения, объёма раствора и заполнителя в бетоне, предельные сжима-

емости скелета и заполнителя, качество цемента, деформативные свойства раствора и заполнителя керамзитобетона.

Табл. 1. Характеристика керамзитобетона испытанных образцов и статистика их линейных корреляционных зависимостей для класса LC 8/10

Класс бетона	Возраст, сут	$f_{c,cube}^G$, МПа	f_{ck} , МПа	f_{cr}^v		f_{cr}^0		Зависимость	Корреляционное уравнение	r	r/m_r
				η	МПа	η	МПа				
8/10	7	8,06	6,4	0,701	4,49	0,448	2,87	$E'_{lcl(\sigma)} - \eta$	$1,262 \cdot (1 - 0,594 \cdot \eta) \cdot 10^4$	-0,976	64,29
								$E_{lcl(\sigma)} - \eta$	$10,291 \cdot (1 - 0,0936 \cdot \eta) \cdot 10^4$	-0,970	52,03
								$G_{l(\sigma)} - \eta$	$0,312 \cdot (1 - 0,08 \cdot \eta) \cdot 10^4$	-0,984	196,8
								$E_{lcl(\sigma)} - \eta$	$1,262 \cdot (1 - 0,594 \cdot \eta)^2 \cdot 10^4$	-0,976	64,29
	14	8,64	6,88	0,711	4,89	0,424	2,92	$E'_{lcl(\sigma)} - \eta$	$1,119 \cdot (1 - 0,537 \cdot \eta) \cdot 10^4$	-0,964	43,02
								$E_{lcl(\sigma)} - \eta$	$17,773 \cdot (1 - 0,936 \cdot \eta) \cdot 10^4$	-0,878	12,09
								$G_{l(\sigma)} - \eta$	$0,538 \cdot (1 - 0,624 \cdot \eta) \cdot 10^4$	-0,986	110,8
								$E_{lcl(\sigma)} - \eta$	$1,119 \cdot (1 - 0,537 \cdot \eta)^2 \cdot 10^4$	-0,964	43,02
	28	10,3	8,36	0,769	6,43	0,48	4,33	$E'_{lcl(\sigma)} - \eta$	$2,162 \cdot (1 - 0,784 \cdot \eta) \cdot 10^4$	-0,980	78,03
								$E_{lcl(\sigma)} - \eta$	$14,676 \cdot (1 - 0,120 \cdot \eta) \cdot 10^4$	-0,977	68,67
								$G_{l(\sigma)} - \eta$	$0,951 \cdot (1 - 0,841 \cdot \eta) \cdot 10^4$	-0,984	97,12
								$E_{lcl(\sigma)} - \eta$	$2,162 \cdot (1 - 0,784 \cdot \eta)^2 \cdot 10^4$	-0,980	78,03

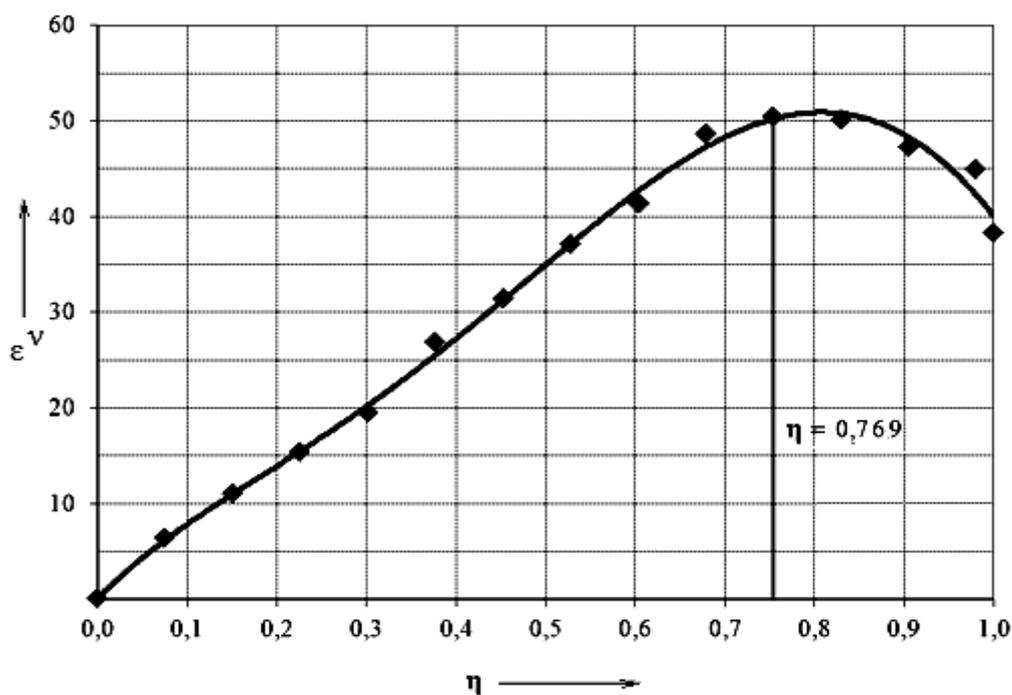


Рис. 1. Корреляционная зависимость «уровень нагружения – объёмные деформации» для образцов из керамзитобетона класса LC 8/10 в возрасте 28 сут

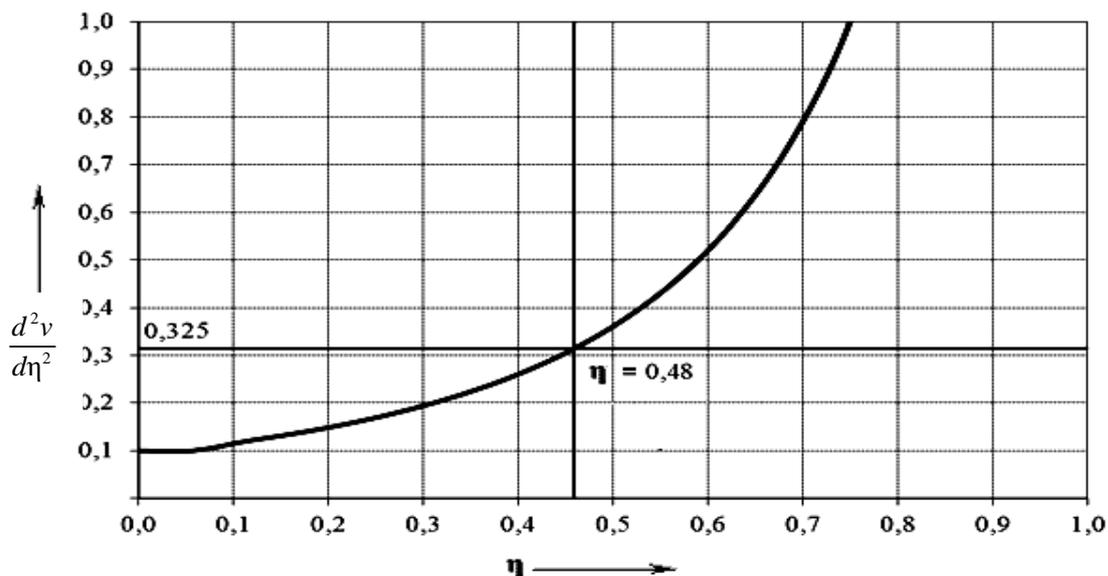


Рис. 2. Корреляционная зависимость (вторая производная) для образцов из керамзитобетона класса LC 8/10 в возрасте 28 сут

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Ахвердов, И. Н.** Основы физики бетона / И. Н. Ахвердов. – Москва : Стройиздат, 1981. – 464 с.
2. **Ваганов, А. И.** Исследование свойств керамзитобетона / А. И. Ваганов. – Москва : Госстройиздат, 1960. – 65 с.
3. **Дмитриев, А. С.** Деформации и напряжение крупного заполнителя в нагруженном бетоне и методика их исследований / А. С. Дмитриев // Методы испытания пористых заполнителей легкобетонных смесей и легких бетонов на пористых заполнителях : сб. тр. – Москва : Стройиздат, 1967. – С. 61–68.
4. **Житкевич, Р. К.** Структура, прочность и деформация легкого бетона / Р. К. Житкевич, Г. А. Бужевич. – Москва : Стройиздат, 1973. – 263 с.
5. **Корнилович, Ю. Е.** О формуле прочности легких бетонов / Ю. Е. Корнилович, Ю. Д. Нациевский // Технология легких бетонов на пористых заполнителях и их применение в строительстве. – Москва : Стройиздат, 1966. – С. 90–98.
6. **Мешкаускас, Ю. И.** Конструктивный керамзитобетон / Ю. И. Мешкаускас. – Москва : Стройиздат, 1977. – 87 с.
7. **Пирадов, А. Б.** Конструктивные свойства легкого бетона и железобетона / А. Б. Пирадов. – Москва : Стройиздат, 1973. – 133 с.
8. **Попов, Н. А.** Новые виды легких бетонов / Н. А. Попов. – Москва : Госстройиздат, 1959. – 83 с.
9. **Симонов, М. З.** Основы технологии легких бетонов / М. З. Симонов. – Москва : Стройиздат, 1973. – 58 с.
10. **Скромтаев, Б. Г.** Исследование прочности бетона и пластичности бетонной смеси / Б. Г. Скромтаев. – Москва : Госстройиздат, 1936. – 222 с.
11. **ТКП EN 1992-1-1-2009***. Еврокод 2. Проектирование железобетонных конструкций. Ч. 1-1 : Общие правила и правила для зданий. – Введ. 01.01.10. – Минск : Минстройархитектуры РБ, 2015. – 206 с.
12. **Фрайфельд, С. Е.** Собственные напряжения в железобетоне / С. Е. Фрайфельд. – Москва : Госстройиздат, 1941. – 152 с.

Статья сдана в редакцию 15 сентября 2018 года

Славик Денисович Семенюк, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-297-43-38-72.

Валерия Андреевна Ржевущкая, аспирант, Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-445-49-11-81.

Slavik Denisovich Semeniuk, DSc (Engineering), Belarusian-Russian University. Phone: +375-297-43-38-72.

Valeria Andreyevna Rzhevutskaya, Master of Engineering, Belarusian-Russian University. Phone: +375-445-49-11-81.

ОХРАНА ТРУДА.
ОХРАНА ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ.
ГЕОЭКОЛОГИЯ

УДК 621.51

А. С. Галюжин, С. Д. Галюжин

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОБЪЕМА КОНДЕНСАТА ПРИ СЖАТИИ ВОЗДУХА
С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ УРАВНЕНИЙ КЛАПЕЙРОНА И ВАН-ДЕР-ВААЛЬСА

UDC 621.51

A. S. Galyuzhin, S. D. Galyuzhin

DETERMINATION OF CONDENSATE VOLUME UNDER AIR COMPRESSION
USING THE CLAPEYRON AND VAN DER WAALS EQUATIONS

Аннотация

Методика определения количества конденсата при сжатии воздуха с помощью математических уравнений Клапейрона и Ван-дер-Ваальса дает возможность с большой точностью определить объем конденсата.

Ключевые слова:

сжатый воздух, пневмопривод, конденсат, точка росы, уравнение Клапейрона, уравнение Ван-дер-Ваальса, объем конденсата.

Abstract

The method for determining the amount of condensate under air compression by using the mathematical equations of Clapeyron and Van der Waals allows the determination of condensate volume with high accuracy.

Keywords:

compressed air, pneumatic drive, condensate, dew point, Clapeyron equation, Van der Waals equation, condensate volume.

Введение

В промышленных машинах нашел широкое применение сжатый атмосферный воздух для разных систем. В атмосферном воздухе находится парообразная влага, в 1 м³ атмосферного воздуха в Республике Беларусь при различных метеорологических условиях содержится

от 0,4 до 60 г парообразной воды.

При сжатии воздуха в компрессоре воздух становится пересыщенным влагой, часть влаги конденсируется на поверхностях, а часть остается в виде пара. Поэтому перед подготовкой сжатого воздуха в качестве рабочего тела в пневмоприводе необходимо максимально из него удалить влагу. При создании

устройства для осушки сжатого воздуха следует знать объем конденсата, который сконденсируется на поверхностях в пневмоприводе при сжатии воздуха.

Объект исследований

Воздух на планете имеет воду в виде пара и называется влажным. Почти всегда в Республике Беларусь атмосферный воздух бывает *ненасыщенным*, т. е. при определенной температуре влажный воздух может пополняться молекулами воды. Однако этот процесс не происходит постоянно, в данном объеме наступает состояние *насыщения* и зависит от температуры влажного воздуха: чем ниже температура воздуха, тем меньше молекул воды может в нем раствориться. Температура влажного воздуха, при которой наступает состояние насыщения, называется *температурой точки росы*. В воздухе, охлажденном немного ниже *температуры точки росы*, находящаяся в нем парообразная вода конденсируется, в результате чего воздух становится *пересыщенным*. То есть компрессор может всасывать ненасыщенный, насыщенный и пересыщенный воздух, но большую часть года в Республике Беларусь из атмосферы всасывается ненасыщенный воздух. Основными характеристиками атмосферного воздуха являются: абсолютная и относительная влажность; газовая постоянная; влагосодержание и энтальпия; температура точки росы; плотность. Для сжатого воздуха к основным показателям относятся температура точки росы, степень осушки, а при расчетах пневмоприводов такие показатели, как подача компрессора, номинальное давление, температура воздуха и плотность сжатого воздуха [3, с. 78–79; 4, с. 38–40; 5, с. 53–64].

Основная часть

Рассмотрим методики расчета объема конденсата (воды, находящейся в

жидком состоянии) при сжатии воздуха. Влажный воздух относится к реальным газам, описываемым уравнением Ван-дер-Ваальса, учитывающим собственный объем молекул и межмолекулярную силу притяжения [6, с. 43; 7, с. 93–96].

$$\left(p + \frac{n^2 a}{V^2}\right)(V - nb) = nRT, \quad (1)$$

где p – абсолютное давление газа, Па; V – объем газа, м³; T – абсолютная температура, К; R – молярная газовая постоянная, Дж/(моль·К); a – постоянная Ван-дер-Ваальса, характеризующая силы межмолекулярного притяжения, $a = 0,138 \text{ Па}\cdot\text{м}^6/\text{моль}^2$ [9]; b – коэффициент, определяющий объем, занимаемый молекулами, $b = 0,3183 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{моль}$ [8]; n – количество молей в объеме V , моль.

Следует отметить, что количество молей воздуха при сжатии постоянно, т. к. определение количества осуществляется при нормальных условиях.

При небольших давлениях и высоких температурах $nb < V$ и $n^2 a/V^2 < p$ уравнение Ван-дер-Ваальса аналогично уравнению Клапейрона, описывающему состояние идеального газа [6, с. 43–45]:

$$pV/T = \text{const}. \quad (2)$$

Поэтому во всех методиках для определения объема конденсата в сжатом воздухе применяют уравнение Клапейрона [9; 10, с. 18–26]. В [6, с. 42] также уравнение Клапейрона достаточно точно можно использовать и для атмосферного воздуха.

Проведем для сравнения анализ методик при расчете объема конденсата, образующегося при сжатии воздуха. Если сравнивать состояния влажного воздуха до сжатия компрессором и после, то уравнение Клапейрона примет вид [6, с. 41–42, с. 100]:

$$\frac{p_{атм} V_{атм}}{T_{атм}} = \frac{p_{сж} V_{сж}}{T_{сж}}, \quad (3)$$

где $p_{атм}$, $p_{сж}$ – атмосферное давление и абсолютное давление при сжатии воздуха, Па; $V_{атм}$, $V_{сж}$ – объем воздуха до и после сжатия, м³; $T_{атм}$, $T_{сж}$ – абсолютная температура атмосферного и при сжатии воздуха, К.

Объем атмосферного воздуха $V_{атм}$, необходимый для получения $V_{сж}$,

$$V_{атм} = \frac{V_{сж} \delta_{сж}}{\delta_T}, \quad (4)$$

где $\delta_{сж}$ – коэффициент сжатия воздуха, $\delta_{сж} = p_{сж} / p_{атм}$; δ_T – коэффициент изменения температуры воздуха, $\delta_T = T_{сж} / T_{атм}$.

При метеорологической оценке содержания влаги в атмосферном воздухе пользуются следующими показателями: относительная влажность и температура [11, с. 57–92, 136–142]. В прогнозах погоды систематически говорят про эти показатели. Используем данные показатели для дальнейших методик расчетов.

Масса влаги в парообразном состоянии $m_{пв.атм}$ в объеме $V_{атм}$ определяется как

$$m_{пв.атм} = V_{атм} \rho_{н.атм} \varphi_{атм}, \quad (5)$$

где $\rho_{н.атм}$ – абсолютная влажность атмосферного воздуха в состоянии насыщения (максимальная абсолютная влажность при данной температуре), г/м³; $\varphi_{атм}$ – относительная влажность атмосферного воздуха.

Масса влаги в парообразном состоянии насыщения в единице объема влажного воздуха зависит от температуры и давления до 10 МПа и минимально зависит от давления в конкретном объеме [2, с. 85–86; 9, с. 16]. При сжатии воздуха его объем уменьшается, но масса влаги остается прежней, как и

до сжатия. В результате сжатия воздух становится пересыщенным, в пневмоприводах появляется конденсат и его относительная влажность находится в состоянии насыщения, т. е. $\varphi_{сж} = 1$. Если при сжатии воздуха будет достигнуто состояние насыщения, но конденсат при этом не появится, то его относительная влажность $\varphi_{сж} < 1$.

Массу влаги в парообразном состоянии $m_{пв.сж}$, находящейся в сжатом воздухе, можно рассчитать с помощью зависимости (5):

$$m_{пв.сж} = V_{сж} \rho_{н.сж} \varphi_{сж}, \quad (6)$$

где $\rho_{н.сж}$ – абсолютная влажность сжатого воздуха в состоянии насыщения, г/м³; $\varphi_{сж}$ – относительная влажность сжатого воздуха.

Массу конденсата $m_{вк}$ можно определить, приняв при этом $\varphi_{сж} = 1$:

$$m_{вк} = m_{пв.атм} - m_{пв.сж}. \quad (7)$$

В результате расчетов с помощью зависимости (7) получаем $m_{вк} < 0$ и делаем вывод, что после сжатия воздух остался ненасыщенным, а модуль численного значения $m_{вк}$ – масса парообразной влаги, недотягивающая до состояния насыщения сжатого воздуха. При $m_{вк} = 0$ вследствие сжатия воздуха достигается состояние насыщения, но при этом образования конденсата не происходит. Наличие конденсата ($m_{вк} > 0$) означает, что не только образовался конденсат в результате сжатия воздуха, но и сжатый воздух насыщенный.

В технической литературе по термодинамике [2, с. 128–134; 3, с. 17, 13] и в стандарте ISO 7183:2007 зависимость абсолютной влажности воздуха в состоянии насыщения от его температуры приведена в виде таблиц или в графической форме, что уменьшает точность расчетов и не дает возможности проводить их с использованием компьютерных программ. Поэтому при

помощи программы Excel были получены полиномы, позволяющие расчетным путем определять необходимые зависимости, т. е.

$$\rho_{н.атм} = a_1 t_{р.атм}^4 + a_2 t_{р.атм}^3 + a_3 t_{р.атм}^2 + a_4 t_{р.атм} + a_5; \quad (8)$$

$$t_{р.атм} = b_1 \ln(\rho_{н.атм}) - b_2, \quad (9)$$

где $a_1, a_2, a_3, a_4, a_5, b_1$ и b_2 – коэффициенты полиномов, $a_1 = 2 \cdot 10^{-6}$, $a_2 = 2 \cdot 10^{-4}$, $a_3 = 9,9 \cdot 10^{-3}$, $a_4 = 0,3216$, $a_5 = 4,7641$, $b_1 = 16,21$, $b_2 = 18,04$; $t_{р.атм}$ – температура точки росы атмосферного воздуха, °С.

Уравнение (8) дает возможность получать данные для диапазона температур $t_{р.атм}$ от -60 до $+120$ °С, если аппроксимировать использованный полином 4-го порядка с величиной достоверности, равной 0,9999. Диапазон температур для уравнения (9) такой же, а величина достоверности аппроксимации – 0,961. Для зависимости $\rho_{н.атм} = f(t_{р.атм})$ она максимальна только при использовании логарифмической зависимости (9).

Для определения массы влаги $m_{вк}$, образовавшейся при сжатии в виде конденсата, применим уравнения (5)–(8). Расчет $\rho_{н.атм}$ и $\rho_{н.сж}$ выполним, используя уравнение (8), подставляя вместо $t_{р.атм}$ в уравнение $t_{атм}$ и $t_{сж}$. В результате уравнение (7) получится в следующем виде:

$$m_{вк} = \frac{V_{сж} \delta_{сж}}{\delta_T} \varphi_{атм} \times (a_1 t_{атм}^4 + a_2 t_{атм}^3 + a_3 t_{атм}^2 + a_4 t_{атм} + a_5) - V_{сж} \varphi_{сж} (a_1 t_{сж}^4 + a_2 t_{сж}^3 + a_3 t_{сж}^2 + a_4 t_{сж} + a_5). \quad (10)$$

Для оценки количества объема конденсата $V_{вк}$, который будет поступать в пневмопривод, проведены расчеты.

$$V_{вк} = \frac{m_{вк}}{\rho_в}, \quad (11)$$

где $\rho_в$ – плотность воды, кг/м³.

С высокой точностью для технических расчетов при давлениях до 10 МПа в диапазоне температур от 0 до 40 °С (максимальный диапазон температур конденсирования влаги) можно принять $\rho_в = 10^3$ кг/м³ [13, с. 7].

Определим использование уравнения Ван-дер-Ваальса для расчета объема конденсата $V_{вк}$. Запишем данное уравнение для следующих состояний воздуха: до сжатия и после него:

$$\frac{\left(p_{атм} + \frac{n^2 a}{V_{атм}^2}\right)(V_{атм} - nb)}{n T_{атм}} = \frac{\left(p_{сж} + \frac{n^2 a}{V_{сж}^2}\right)(V_{сж} - nb)}{n T_{сж}}. \quad (12)$$

С учетом того, что $\delta_{сж} = p_{сж} / p_{атм}$, а $\delta_T = T_{сж} / T_{атм}$, имеем

$$\left(p_{атм} + \frac{n^2 a}{V_{атм}^2}\right)(V_{атм} - nb) = \frac{\left(p_{атм} \delta_{сж} + \frac{n^2 a}{V_{сж}^2}\right)(V_{сж} - nb)}{\delta_T}. \quad (13)$$

Для расчета объема конденсата $V_{вк}$ надо из уравнения (13) получить зависимость $V_{атм} = f(p_{атм}, V_{сж}, T_{атм}, T_{сж}, n, a, b)$. Решить данное уравнение относительно $V_{атм}$ в явном виде невозможно, а значит, решать задачу необходимо методом последовательных приближений, что скажется на точности вычислений.

Проанализируем уравнение (13). Предположим, что силы межмолекулярного притяжения равны нулю, и учтем объем, занимаемый молекулами. В результате уравнение (13) получит вид:

$$p_{атм}(V_{атм} - nb) = \\ = \frac{p_{атм} \delta_{сж}(V_{сж} - nb)}{\delta_T},$$

или

$$V_{атм} = \frac{\delta_{сж} V_{сж}}{\delta_T} - nb(\delta_{сж} - \delta_T). \quad (14)$$

Проанализируем уравнения (4) и (14). Расчет с помощью уравнения Клапейрона показывает необходимость наличия большого количества атмосферного воздуха для получения одинакового объема сжатого воздуха, чем расчет с помощью уравнения Ван-дер-Ваальса.

При $t_{атм} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$ ($T_{атм} = 303,15 \text{ К}$), $\Delta T = T_{сж} - T_{атм} = 4 \text{ К}$ и $\delta_{сж} = 9$ объём атмосферного воздуха рассчитаем с помощью уравнений Клапейрона ($V_{атм.кл}$) и Ван-дер-Ваальса ($V_{атм.вв}$): $V_{атм.кл} = 8,88 \text{ м}^3$, $V_{атм.вв} = 8,78 \text{ м}^3$. Разница составляет всего 1,2 %. При этом определение количества молей n выполнялось путем приведения объема атмосферного воздуха к нормальным условиям $V_{атм.н}$ ($p_{атм.н} = 101325 \text{ Па}$, $T_{атм} = 273,15 \text{ К}$) с помощью уравнения Клапейрона и с учетом того, что для реального воздуха объём одного моля $V_m = 22,4 \text{ дм}^3$ [14, с. 542]. При определении количества молей n использовалась зависимость $n = V_{атм.н}/V_m$, а при тех же условиях, но $\Delta T = 20 \text{ К}$, разница $V_{атм.кл}$ и $V_{атм.вв}$ составляет меньше 1 %.

При уменьшении $t_{атм}$ разница $V_{атм.кл}$ и $V_{атм.вв}$ также несущественно уменьшается. При $t_{атм} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ ($T_{атм} = 293,15 \text{ К}$), $\Delta T = 4 \text{ К}$ и $\delta_{сж} = 9$ разница составляет уже 1,07 %, а при $\Delta T = 20 \text{ К}$ – 1,12 %. При дальнейшем уменьшении $t_{атм}$ разница $V_{атм.кл}$ и $V_{атм.вв}$ значительно не изменяется. Для $t_{атм} = 0 \text{ }^\circ\text{C}$ ($T_{атм} = 273,15 \text{ К}$), $\Delta T = 4 \text{ К}$ и $\Delta T = 20 \text{ К}$ разница $V_{атм.кл}$ и $V_{атм.вв}$ не более 1,1 %.

Проанализируем уравнение (13) дальше. Допустим, что объём, занимае-

мый молекулами, равен нулю, но учтем только силы межмолекулярного притяжения. В этом случае уравнение (13) будет иметь следующий вид:

$$\left(p_{атм} + \frac{n^2 a}{V_{атм}^2} \right) V_{атм} = \\ = \frac{\left(p_{атм} \delta_{сж} + \frac{n^2 a}{V_{сж}^2} \right) V_{сж}}{\delta_T}. \quad (15)$$

Решить уравнение (15) относительно $V_{атм}$ в явном виде нельзя, поэтому проведем анализ влияния слагаемого $n^2 a/V_{атм}^2$. Так, при $t_{атм} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$ ($T_{атм} = 303,15 \text{ К}$), $\delta_{сж} = 9$, $\Delta T = 4 \text{ К}$ и $\Delta T = 20 \text{ К}$ слагаемое $n^2 a/V_{атм}^2$ не более 240 Па. В этом случае $p_{атм} + n^2 a/V_{атм}^2$ возрастает на 0,21 % по сравнению с $p_{атм}$ (принималось среднее значение $V_{атм} = 9 \text{ м}^3$). То есть влияние $n^2 a/V_{атм}^2$ на разницу $V_{атм.кл}$ и $V_{атм.вв}$ крайне мало.

Также уравнение (13) решено относительно $V_{атм}$ методом последовательного приближения с точностью 1 % с использованием программы Mathcad. Результаты, рассчитанные с помощью уравнений Клапейрона ($V_{атм.кл}$) и Ван-дер-Ваальса ($V_{атм.вв}$) при $t_{атм} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$, $V_{сж} = 1 \text{ м}^3$ и $\delta_{сж} = 9$, приведены в табл. 1.

Проведенный анализ показал, что при выполнении инженерных расчетов массы конденсата $m_{вк}$ при сжатии атмосферного воздуха для повышения точности данных расчетов в уравнение (10) необходимо ввести коэффициент $k_{вв}$, учитывающий собственный объём молекул и силу притяжения между молекулами.

$$m_{вк} = \frac{V_{сж} \delta_{сж}}{k_{вв} \delta_T} \varphi_{атм} (a_1 t_{атм}^4 + \\ + a_2 t_{атм}^3 + a_3 t_{атм}^2 + a_4 t_{атм} + \\ + a_5) - V_{сж} \varphi_{сж} (a_1 t_{сж}^4 +$$

$$+ a_2 t_{сж}^3 + a_3 t_{сж}^2 + a_4 t_{сж} + a_5). \quad (16)$$

Усредненное значение коэффициента можно считать $k_{\text{вв}} = 1,011 \dots 1,012$.

Для определения зависимости объема конденсата от степени сжатия $\delta_{сж}$, относительной влажности $\varphi_{\text{атм}}$, температуры атмосферного воздуха $T_{\text{атм}}$ и разности температур атмосферного и

сжатого воздуха ΔT с помощью уравнений (16) и (11) выполнены расчеты, которые осуществлялись с использованием программы Mathcad.

На рис. 1 приведена зависимость объема конденсата $V_{\text{вк}} = f_1(\Delta T)$ для 1 м^3 сжатого воздуха при различных $T_{\text{атм}}$: разность температур $\Delta T = T_{сж} - T_{\text{атм}}$.

Табл.1. Результаты расчетов необходимых объемов атмосферного воздуха с помощью уравнений Клапейрона и Ван-дер-Ваальса для получения 1 м^3 сжатого воздуха при абсолютном давлении $0,9 \text{ МПа}$

$\Delta T, \text{ К}$	δ_T	$V_{\text{атм.кл}}, \text{ м}^3$	$n, \text{ моль}$	$V_{\text{атм.кл}}, \text{ м}^3$	$V_{\text{атм.вв}}, \text{ м}^3$	Разница $V_{\text{атм.кл}}$ и $V_{\text{атм.вв}}, \%$
4	1,013	8,004	357,32	8,88	8,79	1,12
8	1,026	7,896	352,68	8,77	8,67	1,11
12	1,040	7,801	348,26	8,65	8,55	1,11
16	1,053	7,702	343,84	8,55	8,45	1,11
20	1,066	7,610	339,73	8,44	8,34	1,11

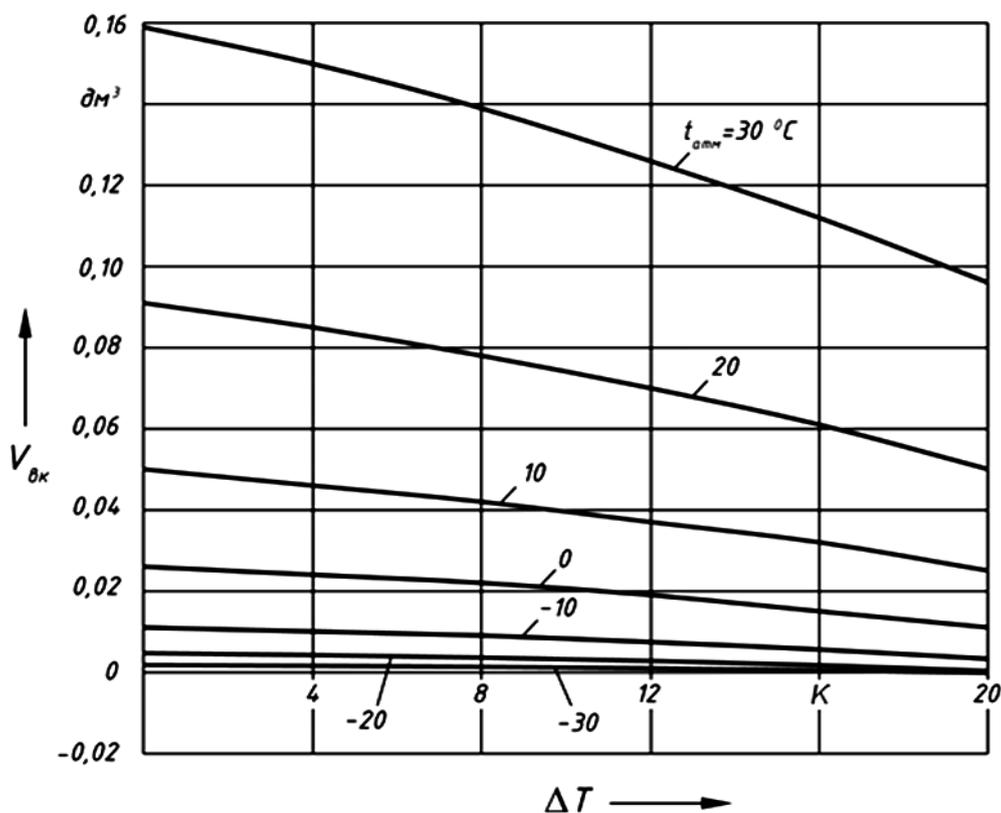


Рис. 1. Зависимость объема конденсата $V_{\text{вк}}$ в 1 м^3 сжатого воздуха от разности температур сжатого и атмосферного воздуха ΔT при различных значениях $T_{\text{атм}}$ и $\varphi_{сж} = 1, \delta_{сж} = 9, \varphi_{\text{атм}} = 0,7$

У сжатого воздуха температура повышается в соответствии с происходящим в компрессоре процессом [15, с. 209–216]. При поступлении сжатого воздуха в пневмосистему он охлаждается из-за теплообмена с окружающей средой. Поэтому и расчеты выполнены для различных значений ΔT .

Рассмотрим работу пневмосистемы предприятия в теплый день ($t_{атм} = 24\text{ }^\circ\text{C}$, $\varphi_{атм} = 0,7$), характерный для Беларуси летом. Примем следующее: подача компрессора равна $270\text{ м}^3/\text{ч}$, рабочее избыточное давление $0,8\text{ МПа}$, температура сжатого воздуха $32\text{ }^\circ\text{C}$. При таких условиях $\rho_{н.атм} = 21,578\text{ г/м}^3$, $\rho_{н.сж} = 33,490\text{ г/м}^3$, $p_{сж} = 0,9\text{ МПа}$, $p_{атм} = 0,1\text{ МПа}$, $\delta_{сж} = 9$, $\delta_T = 1,027$, $\varphi_{сж} = 1$ (принимая, что в результате сжатия наступило состояние насыщения). При расчетах по вышеприведенной методике получим, что за 1 ч работы $m_v = 26,7\text{ кг}$, т. е. компрессор вместе со сжатым воздухом будет подавать в пневмосистему почти 27 л конденсата в жидком состоянии. При температуре атмосферного воздуха выше $0\text{ }^\circ\text{C}$, $\varphi_{атм} = 0,7$ и $\Delta T = 20\text{ К}$ компрессор за 1 ч работы будет подавать в пневмосистему 3,1 л. Если температура атмосферного воздуха затем станет ниже $0\text{ }^\circ\text{C}$, то конденсат замерзнет, а пневмопривод будет корродировать. Некоторые компрессоры имеют меньшую подачу, например, компрессор ЭК 4В-М, подача которого равна $0,4\text{ м}^3/\text{ч}$, рабочее избыточное давление $0,8\text{ МПа}$. Оценив работу данного компрессора при температуре атмосферного воздуха $3\text{ }^\circ\text{C}$ и относительной влажности 80% , т. е. при погоде в начале зимнего периода, при проведении экспериментальных исследований температура сжатого воздуха на выходе равна $14\text{ }^\circ\text{C}$. В результате получим, что за каждый час работы в пневмосистему поступит $11,7\text{ г}$ воды, а за 8-часовую смену – $0,1\text{ л}$. Если температура атмосферного воздуха будет падать ниже $0\text{ }^\circ\text{C}$, то в элементах пнев-

мопривода, находящихся на открытом воздухе, будет происходить образование льда и, как следствие, отказ пневмопривода.

Анализ графиков на рис. 1 показывает, что при $\delta_{сж} = 9$, $t_{атм} = -30\text{ }^\circ\text{C}$, $\varphi_{атм} = 0,7$ и $\Delta T > 16\text{ К}$ конденсат не образуется (кривая зависимости $V_{вк} = f_1(\Delta T)$, т. к. лежит ниже оси абсцисс). Причиной является низкое содержание парообразной влаги в атмосферном воздухе при температуре ниже $0\text{ }^\circ\text{C}$. Также следует отметить, что количество конденсата, образующегося при сжатии воздуха, существенно зависит от $t_{атм}$ в области $t_{атм} > -10\text{ }^\circ\text{C}$. При отрицательных температурах атмосферного воздуха $V_{вк}$ мало зависит от ΔT , а с ростом $t_{атм}$ зависимость $V_{вк}$ от ΔT увеличивается. Так, при $t_{атм} = 30\text{ }^\circ\text{C}$, $\Delta T = 0\text{ К}$ $V_{вк} = 0,158\text{ дм}^3$, при $\Delta T = 20\text{ К}$ $V_{вк} = 0,107\text{ дм}^3$.

Для анализа влияния $\varphi_{атм}$ на $V_{вк}$ получены графики зависимости $V_{вк} = f_2(\varphi_{атм})$ при значениях $t_{атм}$ от 30 до $-30\text{ }^\circ\text{C}$ и $\delta_{сж} = 9$ (рис. 2).

При $\varphi_{атм} < 0,4$ и $t_{атм} < 10\text{ }^\circ\text{C}$ конденсат не образуется, что связано с невысоким содержанием водяных паров в атмосферном воздухе. При диапазоне температур $t_{атм} < 0\text{ }^\circ\text{C}$ влияние $\varphi_{атм}$ на объем конденсата в сжатом воздухе $V_{вк}$ мало, но с ростом $t_{атм}$ выше $0\text{ }^\circ\text{C}$ данное влияние становится значительным. Например, при $t_{атм} = 30\text{ }^\circ\text{C}$ и $\varphi_{атм} \approx 0,32$ конденсат с сжатым воздухом отсутствует, а при таком же значении $t_{атм}$ и $\varphi_{атм} = 1$ (состояние насыщения) он достигает $0,17\text{ дм}^3$ из 1 м^3 сжатого воздуха.

Также рассчитаны зависимости $V_{вк} = f_3(\delta_{сж})$ при различных температурах атмосферного воздуха $t_{атм}$ от 30 до $-30\text{ }^\circ\text{C}$ при $\varphi_{атм} = 0,7$ и $\Delta T = 20\text{ }^\circ\text{C}$. Они приведены на рис. 3. Влияние коэффициента сжатия атмосферного воздуха $\delta_{сж}$ на объем конденсата в сжатом воздухе начинает быть существенным при положительных $t_{атм}$. При $t_{атм} < -10\text{ }^\circ\text{C}$ такое влияние отсутствует.

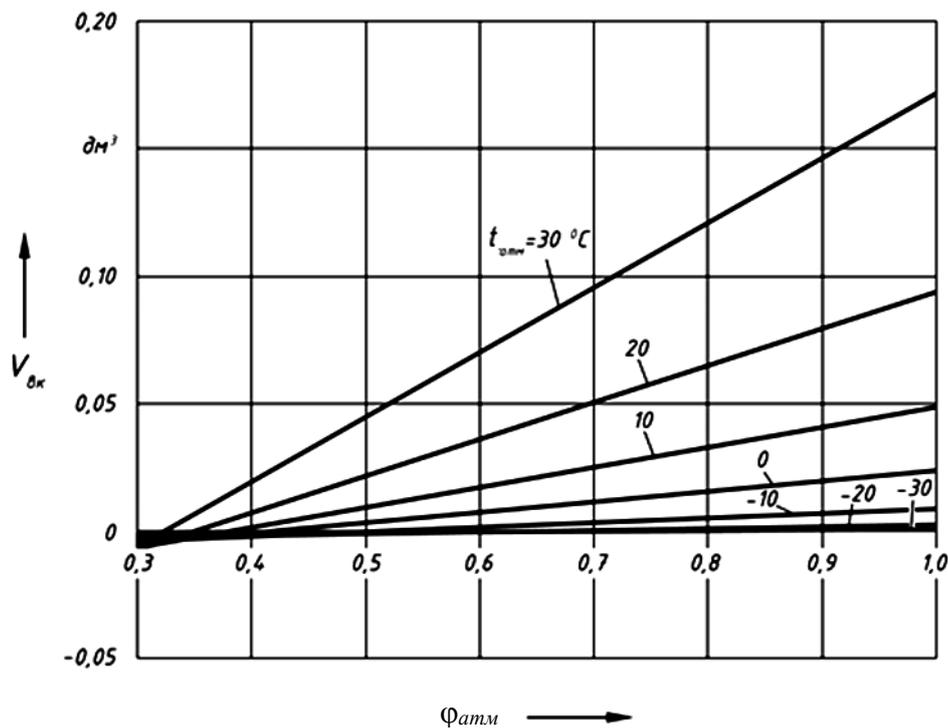


Рис. 2. Зависимость объема конденсата $V_{\delta k}$ в 1 м^3 сжатого воздуха от относительной влажности атмосферного воздуха $\phi_{\text{атм}}$ при различных значениях $T_{\text{атм}}$ и $\phi_{\text{сж}} = 1$, $\delta_{\text{сж}} = 9$, $\Delta T = 20 \text{ }^\circ\text{C}$

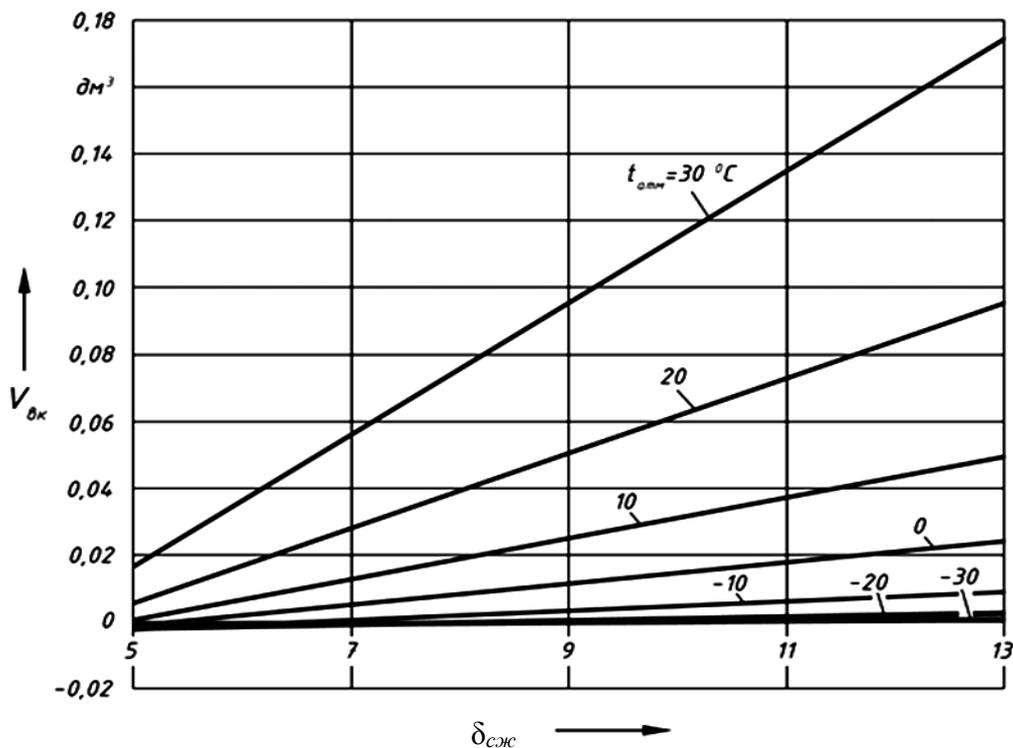


Рис. 3. Зависимость объема конденсата $V_{\delta k}$ в 1 м^3 сжатого воздуха от степени сжатия $\delta_{\text{сж}}$ атмосферного воздуха при различных значениях $T_{\text{атм}}$ и $\phi_{\text{сж}} = 1$, $\Delta T = 20 \text{ }^\circ\text{C}$, $\phi_{\text{атм}} = 0,7$

Значит, влияние на объем конденсата при сжатии воздуха $V_{вк}$ оказывают температура атмосферного воздуха $t_{атм}$, относительная влажность атмосферного воздуха $\varphi_{атм}$ и коэффициент сжатия $\delta_{сж}$.

При увеличении $t_{атм}$, $\varphi_{атм}$ и $\delta_{сж}$ наблюдается рост объема конденсата $V_{вк}$. Разность температур ΔT оказывает несколько меньшее влияние на величину $V_{вк}$, однако с резким увеличением ΔT происходит резкое уменьшение $V_{вк}$.

При проектировании различных систем для влагоотделения необходимо учитывать, что в сжатом воздухе на выходе из компрессора практически всегда будет присутствовать вода в жидком (конденсат), а также парообразном состоянии и сжатый воздух будет насыщенным. Объем конденсата в сжатом воздухе зависит от температуры, относительной влажности атмосферного воздуха и степени его сжатия.

Выводы

При проведении инженерных расчетов по определению объема конден-

сата, получаемого при сжатии атмосферного воздуха до 1 МПа, можно использовать уравнение (16), выведенное на основе уравнения Клапейрона с поправочным коэффициентом $k_{вв}$, учитывающим собственный объем молекул и силу притяжения между молекулами. Среднее значение данного коэффициента принимается $k_{вв} = 1,0115$.

При сжатии атмосферного воздуха с температурой > -10 °С до избыточного давления $> 0,4$ МПа в нем будет всегда образовываться конденсат (вода в жидком состоянии). Объем конденсата при сжатии атмосферного воздуха зависит от температуры, относительной влажности атмосферного воздуха и степени сжатия. При увеличении данных показателей возрастает объем конденсата. Разность температур сжатого и атмосферного воздуха минимально влияет на объем конденсата и при увеличении разности температур происходит уменьшение объема конденсата.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Сжатый воздух и компрессоры – компендиум [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.immertech.ru/support/compendium/index>. – Дата доступа: 10.11.2017.
2. **Бурцев, С. И.** Влажный воздух. Состав и свойства : учебное пособие / С. И. Бурцев, Ю. Н. Цветков. – Санкт-Петербург : СПбГАХПТ, 1998. – 146 с.
3. **Бальян, С. В.** Техническая термодинамика и тепловые двигатели / С. В. Бальян. – Москва : Машиностроение, 1973. – 304 с.
4. **Метлюк, Н. Ф.** Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобилей / Н. Ф. Метлюк, В. П. Автушко. – Москва : Машиностроение, 1980. – 231 с.
5. **Богдан, Н. В.** Гидропневмоавтоматика и гидропривод мобильных машин. Пневматические и гидравлические системы : учебное пособие / Н. В. Богдан. – Минск : Ураджай, 2002. – 426 с.
6. **Богословский, С. В.** Физические свойства газов и жидкостей : учебное пособие / С. В. Богословский. – Санкт-Петербург : СПбГУАП, 2001. – 73 с.
7. **Трофимова, Т. Н.** Курс физики : учебник для студентов вузов / Т. Н. Трофимова. – Москва : Высшая школа, 1985. – 432 с.
8. Уравнение Ван-дер-Ваальса. Химический факультет МГУ [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.chem.msu.ru/rus/teaching/realgases/chap1%283%29.html>. – Дата доступа: 18.11.2017.
9. Сжатый воздух и компрессоры – компендиум [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.immertech.ru/support/compendium/index>. – Дата доступа: 10.11.2009.
10. **Кравец, Ф. К.** Обоснование параметров питающей части при работе пневматического тормозного привода большегрузных автомобилей и автопоездов в циклическом режиме : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.03 / Ф. К. Кравец. – Минск, 1994. – 278 л.

11. Климат Беларуси / Под ред. В. Ф. Логинова. – Минск : ИГН НАН РБ, 1996. – 235 с.
12. **Войтехович, В. Н.** Системы сжатого воздуха промышленных предприятий. Проблемы и решения / В. Н. Войтехович // Энергоэффективность. – 2001. – № 3. – С. 16–17.
13. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам / Я. М. Вильнер [и др.] ; под общ. ред. Б. Б. Некрасова. – Минск : Высшая школа, 1985. – 382 с.
14. **Гороновский, И. Т.** Краткий справочник по химии / И. Т. Гороновский. – 5-е изд., перераб. и доп. – Киев : Наукова думка. – 831 с.
15. **Луканин, В. Н.** Теплотехника : учебник для вузов / В. Н. Луканин, М. Г. Шатров, Г. М. Камфер ; под ред. В. Н. Луканина. – Москва : Высшая школа, 2000. – 671 с.

Статья сдана в редакцию 15 октября 2018 года

Александр Сергеевич Галюжин, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет.
Тел.: 375-222-22-24-50.

Сергей Данилович Галюжин, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет.

Aleksandr Sergeyevich Galyuzhin, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University.
Phone: 375-222-22-24-50.

Sergei Danilovich Galyuzhin, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University.

УДК 697.1

Н. В. Лобикова, О. М. Лобикова, С. Д. Галюжин

**ЭФФЕКТИВНОСТЬ РАЗЛИЧНЫХ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ
ИНДИВИДУАЛЬНЫХ ЖИЛЫХ ДОМОВ С УЧЕТОМ ЭКОЛОГИЧНОСТИ
ПРОЕКТОВ**

UDC 697.1

N. V. Lobikava, O. M. Lobikava, S. D. Galyuzhin

**EFFECTIVENESS OF DIFFERENT HEATING SYSTEMS FOR INDIVIDUAL
HOUSES WITH REGARD TO ENVIRONMENTAL FRIENDLINESS OF
PROJECTS**

Аннотация

Авторами проведена оценка проектов систем отопления индивидуального жилого дома в Беларуси на основе различных видов топлива с учетом остаточной стоимости оборудования и экологических последствий их реализации в долгосрочном периоде. Учтены риски реализации проектов отопления. Показана перспективность применения тепловых насосов для отопления индивидуального жилого дома. Установлено, что применение нетрадиционных систем отопления на основе теплового насоса будет способствовать выполнению задачи по обеспечению всеобщего доступа к современным источникам энергии. Разработанная методика позволяет выбрать проект системы отопления с минимальными совокупными затратами, уменьшить нагрузку на окружающую среду и снизить риски.

Ключевые слова:

системы отопления, выбросы загрязняющих веществ, экологический ущерб, теплогенератор, энергосбережение, риски.

Abstract

The authors evaluated the projects of heating systems for individual houses in Belarus based on different types of fuel and taking into account the residual cost of equipment and the long-term environmental consequences of project implementation. The risks of implementing heating projects were taken into consideration. The prospects of using heat pumps for heating a dwelling house are shown. It was established that the use of unconventional heating systems on the basis of a heat pump would help accomplish the task of ensuring general access to modern energy sources. The developed method allows choosing the design of a heating system with minimal total costs, reduced burden on the environment and decreased risks.

Keywords:

heating systems, emissions of pollutants, ecological damage, heat generator, energy savings, risks.

Введение

Природные условия в Беларуси отличаются умеренно континентальным климатом, что проявляется в большом количестве холодных дней в течение года, неустойчивой погодой весной и осенью, морозной зимой. Общая продолжи-

тельность периода года с температурой наружного воздуха ниже плюс 5 °С составляет от 157 до 181 сут. В среднем с 15 октября по 15 апреля в жилых помещениях на территории Беларуси присутствует острая необходимость применения надежных систем отопления. Поэтому для создания комфортных условий

жизнедеятельности в жилых помещениях необходимо обеспечить соответствующие температурные параметры. В соответствии с санитарными нормами и правилами во время отопительного периода внутренняя температура воздуха в жилых помещениях должна поддерживаться на уровне плюс 18...плюс 24 °С [1]. Именно поэтому наличие и вид системы отопления для Беларуси служат определяющими факторами жилого дома. Сегодня применяются различные схемы при проектировании систем теплоснабжения жилых домов. Принципиальное отличие проектов происходит в зависимости от вида потребляемого топлива [2]. Исторически формировался механизм получения тепла, приспособленный к доступным потребителю твердым видам топлива (уголь, дрова, торф и т. п.). Тепловую энергию получали, сжигая топливо в костре, печи, камине. Позднее, с развитием техники, произошел переход к сжиганию топлива в котельных для нужд теплоснабжения нескольких домов. Затем в городской местности начала развиваться система центрального отопления с помощью ТЭЦ. Продолжается и эволюция в применяемых видах топлива – появляется жидкое, а также газообразное топливо, электричество. Последним этапом стало применение в системах отопления возобновляемых источников энергии, таких как энергия солнца, ветра и внутреннее тепло Земли [3].

Традиционные системы отопления популярны среди населения Беларуси благодаря их доступности, четко проработанным и апробированным множеством пользователей техническим решениям, наличию на рынке различных модификаций теплогенераторов и предложений услуг по их установке, а также, на первый взгляд, экономичности [4–7]. Последнее утверждение, по мнению авторов, является весьма спорным и подлежит пересмотру. Возможности применения нетрадиционных альтернатив-

ных источников энергии для отопления жилья расширяются.

В статье рассмотрены возможности выбора конкретного проекта отопления индивидуального жилого дома с учетом многокритериального подхода. Инвесторы зачастую учитывают исключительно первоначальную величину затрат в проект отопления, не принимая во внимание длительный период эксплуатации оборудования, наличие остаточной стоимости после окончания срока службы теплогенератора, а также сопутствующие реализации проекта социальные и экологические эффекты и возникающие при реализации проекта риски [8]. Такой ограниченный подход к проблеме на современном этапе является недостаточно эффективным.

Основная часть

Выбор проекта системы отопления индивидуального жилого дома, использующей различные виды топлива, целесообразно проводить на основе методологии, включающей четыре этапа.

На первом этапе исследования выявлены имеющиеся традиционные и потенциально возможные для применения инновационные технологии теплоснабжения жилого дома с учетом технических, организационно-правовых, финансово-экономических, экологических, социальных факторов [7]. Для сравнения приняты завоевавшие популярность и используемые для отопления индивидуального жилого дома отопительные приборы: электрокотел WESPE HEIZUNG, газовый котел Ariston, котел на твердом топливе Космос-10, тепловой насос типа «грунт–вода» NIBE VO/W45, а также вариант применения городской теплосети. При использовании твердотопливного котла рассматривалась возможность отопления дома популярными среди населения видами топлива (каменный уголь, антрацит, торфобрикеты и дрова).

На втором этапе произведены качественные и количественные оценки факторов. Для качественной оценки влияния каждой группы факторов применяли экспертный метод. Все предложенные системы отопления запроектированы под одни условия эксплуатации, т. е. для отопления жилой площади 200 м² с потреблением 43200 кВт·ч тепловой энергии за отопительный сезон [7]. Они сопоставимы по времени реализации и запроектированным техническим характеристикам.

Количественная оценка определялась как сумма совокупной экономии потребных ресурсов на всех этапах реализации проекта, а также экологического и социального эффектов. В [7] проведены расчеты капитальных вложений при использовании различных видов топлива в Беларуси в краткосрочном периоде и определен размер экологического ущерба на основе ставки экологического налога за 2017 г., сделан вывод о необходимости его учета при выборе систем отопления.

При расчетах использованы цены, обеспечивающие полное возмещение экономически обоснованных затрат. В качестве технических характеристик теплогенераторов взяты данные, заявленные производителем. Удельная теплота сгорания топлива и цены выбраны из [9–15].

Авторами проведена оценка проектов систем отопления в жилом доме с учетом наличия остаточной стоимости оборудования и экологических последствий их внедрения в долгосрочном периоде. При определении эффекта от внедрения инновационной системы отопления выбран расчетный период 10 лет (в соответствии со средней величиной эффективного срока использования теплогенератора) и оценены все денежные потоки за данный промежуток времени. При этом осуществлялось дисконтирование денежных потоков.

Установленная в мировой практике методология определения эффективности инвестиций предполагает сопоставление полученного чистого дохода от реализации проекта за принятый горизонт расчета с вложенными в него инвестициями. Основой метода является определение чистого денежного потока, рассчитываемого как разность между достигнутыми к концу года доходами и расходами, рассматриваемыми в динамике за расчетный период.

Для приведения разновременных стоимостных значений расходов Z_T и доходов P_T к их ценности на момент старта проекта применили метод дисконтирования денежных потоков [16]. Определение нормы дисконтирования произведено с учетом рекомендаций [16] в размере 15 % из расчета средней фактической ставки процента по долгосрочным кредитам с применением надбавки за риск [17, 18].

Стоимостная оценка результатов использования систем отопления P_T за 10 лет представлена как величина дисконтированного денежного потока от реализации проекта [16]:

$$P_T = P_0 + P_1 \cdot K_1 + P_2 \cdot K_2 + \dots + P_{10} \cdot K_{10}, \quad (1)$$

где P_0, \dots, P_{10} – поступления средств от результатов использования проекта отопления за каждый год расчетного периода (10 лет); K_1, \dots, K_{10} – коэффициенты дисконтирования.

Аналогично выполнен расчет дисконтированных расходов [11]:

$$Z_T = I_0 + I_1 \cdot K_1 + I_2 \cdot K_2 + \dots + I_{10} \cdot K_{10}, \quad (2)$$

где I_0, \dots, I_{10} – издержки за каждый год расчетного периода (10 лет).

В рассматриваемой ситуации отсутствует коммерческое использование

результатов проекта; полученное благо (поддержание нормального температурного режима в индивидуальном жилом доме, соответствующее государственным социальным стандартам и обеспечивающее здоровое и комфортное проживание жильцов) в стоимостном выражении представить затруднительно, и поэтому в расчетах его стоимость не учтена. Соответственно, утверждение в [16] о том, что проект нельзя рассматривать как эффективный, если чистый поток наличности имеет отрицательное значение, к рассматриваемой ситуации не применимо. Выбор варианта инвестиций в данном случае целесообразно производить по максимальному значению положительной величины дисконтированного денежного потока или минимальному значению дисконтированных расходов, уменьшенных на сумму поступлений.

Денежные потоки (поступления и расходы при реализации проекта за расчетный период) учтены в белорусских рублях. Остаточная стоимость оборудования (в белорусских рублях) определена на основе экспертной оценки по видам систем отопления и учитывается как поступление денежных средств по окончании расчетного периода.

Описание денежных потоков по проектам отопления жилого дома без учета фактора времени и дисконтированных денежных потоков за расчетный период представлено в табл. 1 и 2.

При изучении результатов двух методов оценки (с учетом и без учета фактора времени) наибольшую привлекательность имеют проекты отопления на твердотопливном котле с использованием в качестве топлива каменного угля и торфобрикета. Применение теплового насоса при оценке по чистому денежному потоку без учета фактора времени, но с учетом стоимости оборудования, пригодного к дальнейшему

применению по истечении 10 лет, сопоставимо по стоимости и может конкурировать с популярной среди населения Беларуси системой отопления на природном газе и дешевле, чем центральное отопление. При оценке по чистой текущей стоимости (чистому дисконтированному денежному потоку с учетом фактора времени) тепловой насос в 2,1 раза дороже системы отопления на природном газе. По сравнению с вариантом проекта отопления жилого дома электродотопление тепловым насосом обойдется в 1,5 раза дешевле. Однако тепловой насос проигрывает системам отопления твердотопливным котлом и центральному отоплению.

Определение экологического ущерба в стоимостном выражении проводили в соответствии с [19–23]. В 2018 г. ставка экологического налога за выбросы 1 т загрязняющих веществ в атмосферный воздух для веществ второго класса опасности составила 826,95 белорус. р., третьего класса опасности – 273,38 белорус. р., четвертого класса опасности – 135,84 белорус. р. [22]. Указанные суммы с учетом объемов выбросов различных систем отопления в атмосферный воздух дают величину ущерба для общества.

Расчет сумм экологического ущерба по состоянию на 2018 г. представлен в табл. 3.

Максимальные суммы экологического ущерба от выбросов загрязняющих веществ (ЗВ) в атмосферный воздух получаем при отоплении жилого дома с использованием твердотопливного котла на каменном угле, несколько меньшие суммы ущерба – при отоплении торфобрикетом и дровами.

Проведем оценку систем отопления с учетом экологического ущерба за расчетный период 10 лет (табл. 4).

Табл. 1. Сравнение результатов оценки эффективности проектов отопления

Фаза расчетного периода		Инвестиционная фаза	Эксплуатационная фаза $t_1 - t_{10}$									
Год расчетного периода		t_0	t_1	t_2	t_3	t_4	t_5	t_6	t_7	t_8	t_9	t_{10}
Денежные потоки по проекту (без учета фактора времени)												
Расчетные денежные потоки, р., по видам топлива (энергии)	Электрическая энергия	1800	8029,1	8029,1	8029,1	8029,1	8029,1	8029,1	8029,1	8029,1	8029,1	8029,1
	Природный газ	3400	2058,5	2058,5	2058,5	2058,5	2058,5	2058,5	2058,5	2058,5	2058,5	2058,5
	Каменный уголь	1642	1326,6	1326,6	1326,6	1326,6	1326,6	1326,6	1326,6	1326,6	1326,6	1326,6
	Антрацит	1642	2184,8	2184,8	2184,8	2184,8	2184,8	2184,8	2184,8	2184,8	2184,8	2184,8
	Торфобрикет	1642	1450,1	1450,1	1450,1	1450,1	1450,1	1450,1	1450,1	1450,1	1450,1	1450,1
	Дрова березовые (20 % влажности)	1642	1695,6	1695,6	1695,6	1695,6	1695,6	1695,6	1695,6	1695,6	1695,6	1695,6
	Тепловая энергия (городская теплосеть)	2400	3044,5	3044,5	3044,5	3044,5	3044,5	3044,5	3044,5	3044,5	3044,5	3044,5
	Тепловой насос	21400	2340,1	2340,1	2340,1	2340,1	2340,1	2340,1	2340,1	2340,1	2340,1	2340,1
Дисконтированные денежные потоки по проекту (с учетом фактора времени)												
Коэффициенты дисконтирования		1	0,870	0,756	0,658	0,572	0,497	0,432	0,376	0,327	0,284	0,247
Расчетные денежные потоки, р., по видам топлива (энергии)	Электрическая энергия	1800	6985,3	6070,0	5283,1	4592,6	3990,5	3468,6	3018,9	2625,5	2280,3	1983,2
	Природный газ	3400	1790,9	1556,2	1354,5	1177,5	1023,1	889,3	774,0	673,1	584,6	508,4
	Каменный уголь	1642	1154,1	1002,9	872,9	758,8	659,3	573,1	498,8	433,8	376,8	327,7
	Антрацит	1642	1900,8	1651,7	1437,6	1249,7	1085,8	943,8	821,5	714,4	620,5	539,6
	Торфобрикет	1642	1261,6	1096,3	954,2	829,5	720,7	626,4	545,2	474,2	411,8	358,2
	Дрова березовые (20 % влажности)	1642	1475,2	1281,9	1115,7	969,9	842,7	732,5	637,5	554,5	481,5	418,8
	Тепловая энергия (городская теплосеть)	2400	2648,7	2301,6	2003,3	1741,5	1513,1	1315,2	1144,7	995,6	864,6	752,0
	Тепловой насос	21400	2035,9	1769,1	1539,8	1338,5	1163,0	1010,9	879,9	765,2	664,6	578,0

Табл. 2. Оценка эффективности систем отопления

Вид топлива (энергия)	Фактические расходы, р./расчетный период	Фактические поступления средств (остаточная стоимость оборудования), р.	Суммарный денежный поток, р.
Оценка по чистому денежному потоку (без учета фактора времени)			
Электрическая энергия	-82091	210	-81881
Природный газ	-23985	2200	-21785
Каменный уголь	-14908	960	-13948
Антрацит	-23490	960	-22530
Торфобрикет	-16143	960	-15183
Дрова березовые (20 % влажности)	-18598	960	-17638
Тепловая энергия (городская теплосеть)	-32845	2200	-30645
Тепловой насос	-44801	20900	-23901
Оценка по чистому дисконтированному денежному потоку (с учетом фактора времени)			
Электрическая энергия	-42098	51,9	-42046,1
Природный газ	-13731,6	543,4	-13188,2
Каменный уголь	-8300,2	237,1	-8063,1
Антрацит	-12607,4	237,1	-12370,3
Торфобрикет	-8920,1	237,1	-8683
Дрова березовые (20 % влажности)	-10151,9	237,1	-9914,8
Тепловая энергия (городская теплосеть)	-17680,3	543,4	-17136,9
Тепловой насос	-33144,9	5162,3	-27982,6

Как видно из расчетов, при учете сопутствующего внедрению проекта экологического ущерба и остаточной стоимости оборудования по истечении 10 лет эксплуатации по совокупному чистому денежному потоку без учета фактора времени показатели проектов отопления на твердом топливе, природном газе и тепловым насосом имеют близкие значения. То есть проект отопления жилого дома тепловым насосом конкурентоспособен по сравнению с традиционными системами отопления при учете сопутствующих результатов реализации проекта. Суммарные затраты на внедрение проекта отопления тепловым насосом с учетом фактов наличия остаточной стоимости оборудования через 10 лет эксплуатации и отсутствия

выбросов загрязняющих веществ в атмосферный воздух также соизмеримы с суммарными затратами на проект отопления жилого дома с использованием тепловой энергии городской теплосети и в 3,4 раза ниже затрат на реализацию проекта отопления на основе электрокотла без учета дисконтирования или в 1,5 раза с учетом дисконтирования.

Четвертый этап исследования включал оценку рисков применения систем отопления в индивидуальных жилых домах, соответствующих всем этапам жизненного цикла проекта, и разработку перечня антирисковых мероприятий. В [8] проведены идентификация, количественная и качественная оценка рисков при эксплуатации систем отопления.

Табл. 3. Расчет сумм экологического ущерба от выбросов различных систем отопления в атмосферный воздух по состоянию на 2018 г.

Вид топлива, загрязняющего вещества	Ставка экологического налога за выбросы i-го загрязняющего вещества в атмосферный воздух, р./т	Масса выбросов загрязняющего вещества в атмосферу, т/год	Сумма экологического ущерба, р./год
Электрическая энергия	–	–	Не определяется
Природный газ:			67,99
оксид углерода (CO)	135,84	0,0920	12,50
диоксид азота (NO ₂)	826,95	0,0577	47,72
оксид азота (NO)	826,95	0,0094	7,77
Каменный уголь:			515,45
оксид углерода (CO)	135,84	0,1790	24,32
диоксид азота (NO ₂)	826,95	0,0520	43,00
оксид азота (NO)	826,95	0,0084	6,95
оксид серы (SO ₂)	273,38	0,0023	0,63
твердые частицы (суммарно)	273,38	1,6115	440,55
Антрацит:			340,62
оксид углерода (CO)	135,84	0,1790	24,32
диоксид азота (NO ₂)	826,95	0,0607	50,20
оксид азота (NO)	826,95	0,0099	8,19
оксид серы (SO ₂)	273,38	0,0008	0,22
твердые частицы (суммарно)	273,38	0,9426	257,69
Торфобрикет:			120,78
оксид углерода (CO)	135,84	0,1790	24,32
диоксид азота (NO ₂)	826,95	0,0309	25,55
оксид азота (NO)	826,95	0,0050	4,13
оксид серы (SO ₂)	273,38	0,0003	0,08
твердые частицы (суммарно)	273,38	0,2440	66,70
Дрова березовые (20 % влажности):			72,94
оксид углерода (CO)	135,84	0,1380	18,75
диоксид азота (NO ₂)	826,95	0,0387	32,00
оксид азота (NO)	826,95	0,0063	5,21
оксид серы (SO ₂)	273,38	0,0076	2,08
твердые частицы (суммарно)	273,38	0,0545	14,90
Тепловая энергия (городская теплосеть)	–	–	Не определяется
Тепловой насос	–	–	Не определяется

Табл. 4. Оценка систем отопления с учетом экологического ущерба

Вид топлива (энергии)	Фактические расходы, р.	Фактические поступления средств, р.	Чистый денежный поток и чистый дисконтированный денежный поток (без учета экологического ущерба), р.	Экологический ущерб в стоимостном выражении за расчетный период, р.	Чистый денежный поток и чистый дисконтированный денежный поток (с учетом экологического ущерба от выбросов ЗВ в атмосферу), р.
Оценка по совокупному чистому денежному потоку (без учета фактора времени)					
Электрическая энергия	-82091	210	-81881	-	-81881,0
Природный газ	-23985	2200	-21785	-679,9	-22464,9
Каменный уголь	-14908	960	-13948	-5154,5	-19102,5
Антрацит	-23490	960	-22530	-3406,2	-25936,2
Торфобрикет	-16143	960	-15183	-1207,8	-16390,8
Дрова березовые (20 % влажности)	-18598	960	-17638	-729,4	-18367,4
Тепловая энергия (городская теплосеть)	-32845	2200	-30645	Не определяется	-30645
Тепловой насос	-44801	20900	-23901	Не определяется	-23901
Оценка по совокупному чистому дисконтированному денежному потоку (с учетом фактора времени)					
Электрическая энергия	-42098	51,9	-42046,1	-	-42046,1
Природный газ	-13731,6	543,4	-13188,2	-341,19	-13529,39
Каменный уголь	-8300,2	237,1	-8063,1	-2586,61	-10652,71
Антрацит	-12607,4	237,1	-12370,3	-1709,29	-14079,59
Торфобрикет	-8920,1	237,1	-8683	-606,09	-9289,09
Дрова березовые (20 % влажности)	-10151,9	237,1	-9914,8	-366,02	-10280,82
Тепловая энергия (городская теплосеть)	-17680,3	543,4	-17136,9	Не определяется	-17136,9
Тепловой насос	-33144,9	5162,3	-27982,6	Не определяется	-27982,6

Существующие риски аварий с тяжелыми последствиями для жизни, здоровья людей, сохранности имущества при нарушении правил эксплуатации отопительного оборудования, его износе характерны в большей степени для традиционных систем отопления природным газом и твердым топливом. Применение же таких альтернативных систем отопления, как тепловой насос, ветряные установки, солнечные батареи, существенно безопаснее даже при

длительной эксплуатации. При использовании традиционных систем отопления на основе электрической энергии, природного газа, твердого топлива необходимо принимать в расчет также вероятность повышения цен на энергоносители, высокие текущие расходы пользователя, а также высокий уровень опасности оборудования. При применении системы отопления на основе теплового насоса риски связаны в значительной степени с недостаточной

апробацией таких систем отопления в Беларуси [8].

Перечень антирисковых мероприятий, дающих гарантию безопасной и эффективной эксплуатации систем отопления, включает изучение текущей ситуации и возможностей возникновения аварийных ситуаций; выбор рациональных конструктивных решений, гарантирующих надежность работы системы; постоянный систематичный контроль состояния инженерных коммуникаций; выполнение комплекса антитеррористических организационных мероприятий; разработку комплекса мероприятий, обеспечивающих своевременную и безопасную эвакуацию людей при возникновении аварийных ситуаций; своевременное устранение последствий и причин возникновения аварий вместе с минимизацией ущерба; выбор современных конструктивных решений, обеспечивающих экологическую эффективность проекта реконструкции жилого дома; внедрение системы управления проектами в подрядных организациях; переход на проектно-ориентированное управление в эксплуатирующих организациях; привлечение частных и институциональных инвесторов; привлечение научных кадров для проведения работ по повышению эффективности антирисковых мероприятий; разработку и внедрение эффективных энергосберегающих технологий, экологических решений (таких как тепловой насос) при строительстве и реконструкции жилых домов; страхование рисков путем заключения со страховым акционерным обществом полисов страхования [8].

При снижении рисков по реализации проектов и, соответственно, снижении ставки дисконтирования до уровня безрисковой ставки система отопления на основе теплового насоса по стоимости реализации в долгосрочном периоде станет эффективнее проектов на традиционных видах топлива.

Выводы

Наличие эффективной системы отопления в жилом доме в условиях продолжительного холодного периода в Беларуси является неременным требованием для обеспечения нормального процесса жизнедеятельности. Необходимо рассматривать проекты систем отопления в жилом доме всесторонне в долгосрочной перспективе с учетом всех доходов и расходов. В условиях постоянного повышения цен на энергоресурсы и перехода на полное возмещение затрат за отопление решающим фактором оценки становится величина текущих расходов. Нельзя пренебрегать вопросами экологичности, безопасности проектов, т. к. здесь цена ошибки очень велика. Внедрение в сознание граждан ответственности за состояние окружающей среды и необходимость заботы о своем благополучии и благополучии будущих поколений диктуется современными требованиями. Седьмая цель устойчивого развития на период до 2030 г., определенная на Саммите ООН 2015 г. в Нью-Йорке, гласит: «Обеспечение всеобщего доступа к недорогим, надежным, устойчивым и современным источникам энергии для всех предполагает развитие применения возобновляемых источников энергии, в частности в жилищном строительстве» [24]. Применение нетрадиционных систем отопления на основе теплового насоса способствует выполнению данной цели. Мировые тенденции в повышении энергетической эффективности систем теплоснабжения направлены на использование природных возобновляемых источников энергии, сбросных вторичных энергоресурсов, децентрализацию поставки тепла [25, 26].

Разработанная методика позволяет оценить и выбрать проект отопления с учетом совокупных расходов и доходов на протяжении жизненного цикла проекта, уменьшить нагрузку на окружающую среду и снизить риски.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Санитарные нормы, правила и гигиенические нормативы «Требования к устройству, оборудованию и содержанию жилых домов» [Электронный ресурс] : утв. постановлением М-ва здравоохранения Респ. Беларусь, 20 авг. 2015 г., № 95, с изм., утв. постановлением М-ва здравоохранения Респ. Беларусь от 11 апр. 2017 г. № 29. – Режим доступа: <http://minzdrav.gov.by/ru/dlya-spetsialistov/normativno-pravovaya-baza/tehnicheskie-normativnye-pravovye-akty/teksty/>. – Дата доступа: 23.09.2018.
2. **Лобикова, О. М.** Тренд развития стратегического менеджмента в компаниях при строительстве жилья – курс на энергосбережение / О. М. Лобикова, Н. В. Лобикова // Инновационная экономика, стратегический менеджмент и антикризисное управление в субъектах бизнеса : сб. ст. I Междунар. науч.-практ. конф. – Орел : Орлов. ГАУ, 2018. – С. 229–232.
3. **Галюжин, С. Д.** Энергетическая проблема цивилизации / С. Д. Галюжин, Д. С. Галюжин, О. М. Лобикова // Вестн. Брян. гос. техн. ун-та. – 2005. – № 3. – С. 85.
4. **Лобикова, О. М.** Тепловые насосы: экономические проблемы использования / О. М. Лобикова, С. Д. Галюжин // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии : материалы Междунар. науч.-техн. конф. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2015. – С. 370–371.
5. **Лобикова, О. М.** Использование тепловых насосов в индивидуальных домах / О. М. Лобикова, С. Д. Галюжин // Образование, наука и производство в XXI веке : современные тенденции развития : материалы Юбилейной междунар. конф. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2016. – С. 185–186.
6. **Лобикова, О. М.** Инвестиционная привлекательность нетрадиционных систем отопления для населения как составляющая энергетической безопасности страны / О. М. Лобикова, Н. В. Лобикова // Информационное обеспечение устойчивого развития экономики : материалы Междунар. науч. конф. молодых ученых и преподавателей вузов, Краснодар, 17–18 мая 2018 г. – Краснодар : КубГАУ, 2018. – С. 235–242.
7. Экологическая целесообразность применения тепловых насосов для отопления индивидуальных жилых домов в Беларуси / Н. В. Лобикова, А. С. Галюжин, О. М. Лобикова, С. Д. Галюжин // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2018. – № 2 (59). – С. 33–44.
8. **Лобикова, Н. В.** Управление рисками при реконструкции жилых домов с учетом современных требований энергоэффективности: проблемы и практика решения / Н. В. Лобикова, О. М. Лобикова // Общество. Экономика. Культура: актуальные проблемы, практика решения : сб. науч. ст. VIII Междунар. науч.-практ. конф., Барнаул, 11 апр. 2018 г. – Барнаул : С.-Петерб. ун-т технологий управления и экономики, 2018. – С. 160–165.
9. Электрические котлы WESPE HEIZUNG (Германия) [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://rubikont.by/elektricheskiye-kotly?yclid>. – Дата доступа: 14.02.2018.
10. Физико-химические свойства природного газа. Добыча и применение природного газа [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://fb.ru/article/199563/fiziko-himicheskie-svoystva-prirodnogo-gaza-dobyicha-i-primenenie-prirodnogo-gaza>. – Дата доступа: 15.02.2018.
11. Уголь каменный: свойства, происхождение, добыча, цена [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://fb.ru/article/166986/ugol-kamennyiy-svoystva-kamennyiy-ugol-proishojdenie-dobyicha-tsena>. – Дата доступа: 15.02.2018.
12. Котлы для отопления дома на угле [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://climanova.ru/kotly-otopleniya-dlya-doma-na-ugle.html>. – Дата доступа: 16.02.2018.
13. Теплотворность древесины – таблица теплоты сгорания дров [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://kotlobzorg.ru/teplotadrov>. – Дата доступа: 16.02.2018.
14. Теплотворная способность различных видов топлива: дрова, уголь, пеллеты, брикеты [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://pechnoedelo.com/toplivo/teplotvornaya-sposobnost-topliva.html>. – Дата доступа: 16.02.2018.
15. Тепловые насосы – вид оборудования, созданный для комфорта [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://obogreem.by/catalog/teplovyie-nasosy>. – Дата доступа: 16.02.2018.
16. Правила по разработке бизнес-планов инвестиционных проектов (в ред. постановлений Минэкономики от 10.05.2018 № 15) [Электронный ресурс] : утв. постановлением М-ва экономики Респ. Беларусь, 31.08.2005 г., № 158. – Режим доступа: <http://pravo.by/document/?guid=3871&p0=W20513184/>. – Дата доступа: 23.09.2018.
17. Динамика ставок кредитно-депозитного рынка [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.nbrb.by/statistics/CreditDepositMarketRates/>. – Дата доступа: 28.09.2018.
18. **Соколовская, Е. А.** Расчет и обоснование ставки дисконтирования методом WACC [Электронный ресурс] // Планово-экономический отдел. – 2016. – № 12 (162) / Е. А. Соколовская. – Режим до-

ступа: https://peomag.by/number/2016/12/Raschet_i_obosnovanie_stavki_diskontirovaniya_metodom_WACC/. – Дата доступа: 23.09.2018.

19. **ТКП 17.08.01-2006 (02120)**. Охрана окружающей среды и природопользование. Атмосфера. Выбросы загрязняющих веществ в атмосферный воздух. Порядок определения выбросов при сжигании топлива в котлах теплопроизводительностью до 25 МВт. – Минск : Минприроды, 2009. – 47 с.

20. Санитарные нормы и правила «Требования к обращению с отходами производства и потребления» [Электронный ресурс] : утв. постановлением Минздрава Респ. Беларусь, 30 дек. 2016 г., № 143. – Режим доступа: <http://minzdrav.gov.by/ru/dlya-spetsialistov/normativno-pravovaya-baza/tehnicheskie-normativnye-pravovye-akty/teksty/>. – Дата доступа: 23.09.2018.

21. Налоговый кодекс Республики Беларусь (особенная часть) [Электронный ресурс] : в ред. Закона Респ. Беларусь, 9 янв. 2017 г., № 15-З. – Режим доступа: <http://etalonline.by/?type=text®num=Нк0900071/>. – Дата доступа: 23.09.2018.

22. О налогообложении [Электронный ресурс] : Указ Президента Респ. Беларусь, 25 янв. 2018 г., № 29. – Режим доступа: <http://president.gov.by/uploads/documents/2018/29uk.pdf/>. – Дата доступа: 23.09.2018.

23. Об утверждении классификатора отходов, образующихся в Республике Беларусь [Электронный ресурс] : постановление М-ва природных ресурсов и охраны окружающей среды Респ. Беларусь, 8 нояб. 2007 г., № 85, в ред. постановления М-ва природных ресурсов и охраны окружающей среды Респ. Беларусь от 7 марта 2012 г. № 8. – Режим доступа: <https://otxody.by/klassifikator-otxodov-dlya-belarusi/>. – Дата доступа: 24.09.2018.

24. ООН : Цели в области устойчивого развития [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.un.org/sustainabledevelopment/ru/issues/people/energy/>. – Дата доступа: 23.09.2018.

25. **Лобикова, О. М.** Энергосбережение в сельском хозяйстве: экологический аспект / О. М. Лобикова, Н. В. Лобикова // Приоритетные векторы развития промышленности и сельского хозяйства : материалы I Междунар. науч.-практ. конф. – Макеевка : Донбас. аграрная акад., 2018. – С. 127–131.

26. **Щур, А. В.** Направления снижения зависимости от традиционных источников теплоснабжения в Республике Беларусь / А. В. Щур, Н. В. Лобикова, О. М. Лобикова // Экологическое состояние природной среды и научно-практические аспекты современных агротехнологий : материалы Междунар. науч.-практ. конф., Рязань, 22–23 марта 2018 г. – Рязань : Рязан. гос. агротехнол. ун-т, 2018. – Ч. 2. – С. 446–452.

Статья сдана в редакцию 25 сентября 2018 года

Ольга Михайловна Лобикова, ст. преподаватель, Белорусско-Российский университет.

Надежда Васильевна Лобикова, студент, Белорусско-Российский университет.

Сергей Данилович Галюжин, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет.

Olga Mikhailovna Lobikova, senior lecturer, Belarusian-Russian University.

Nadezhda Vasilyevna Lobikova, student, Belarusian-Russian University.

Sergey Danilovich Haliuzhyn, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University.

ВЕСТНИК БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКОГО УНИВЕРСИТЕТА

№ 4(61) 2018

Ответственный за выпуск	И. В. Брискина
Оформление обложки	Е. С. Лустенкова
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 27.11.2018. Формат 60×84/8. Бумага офсетная. Печать офсетная. Гарнитура Таймс. Усл. печ. л. 15,35. Уч.-изд. л. 15,0. Тираж 100 экз. Заказ 7282.

УПКП «Могилевская областная укрупненная типография
имени Спиридона Соболя»

Свидетельство о государственной регистрации издателя,
изготовителя, распространителя печатных изданий:

№ 1/116 от 17.12.2013,

№ 2/24 от 12.12.2013.

Ул. Первомайская, 70, 212030, г. Могилев, Республика Беларусь