

УДК 536.24:533.6.011

# КОНВЕКТИВНЫЙ ТЕПЛООБМЕН ПОПЕРЕЧНО- ОМЫВАЕМЫХ ШАХМАТНЫХ ПАКЕТОВ ПЛОСКО-ОВАЛЬНЫХ ТРУБ

**Е. Н. Письменный**

Доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой\*

Контактный тел. (044) 406-86-18

E-mail: evgnik@i.com.ua

**В. А. Кондратюк**

Аспирант\*

Контактный тел. (044) 454-97-87

E-mail: teram57@meta.ua

**Ю. В. Жукова**

Кандидат физико-математических наук, старший научный сотрудник

Лаборатория турбулентности

Институт тепло- и массообмена им. А.В. Лыкова НАН  
Беларуси

Контактный тел.: +375-17-235-62-24

E-mail: julia\_zhukova@rambler.ru

**А. М. Терех**

Кандидат технических наук, старший научный сотрудник\*

Контактный тел. (044) 454-97-87

E-mail: teram57@meta.ua

\*Кафедра атомных электростанций и инженерной  
теплофизики

Национальный технический университет Украины

«Киевский политехнический институт»  
пр. Победы, 37, г. Киев, Украина 03056

*Приведено результати експериментального дослідження теплообміну шахових пакетів плоско-овальних труб при варіюванні подовжнього і поперечного кроків труб. Виконано порівняння отриманих результатів з відомими розрахунковими залежностями для пакетів труб зручнообтічної форми*

*Ключові слова: труба, плоско-овальний, пакет, шаховий, теплообмін*

*Приведены результаты экспериментального исследования теплообмена шахматных пакетов плоско-овальных труб при варьировании продольного и поперечного шагов труб. Выполнено сравнение полученных результатов с известными расчетными зависимостями для пакетов труб удобообтекаемой формы*

*Ключевые слова: труба, плоско-овальный, пакет, шахматный, теплообмен*

*An experimental study of heat transfer of staggered bundles flat-oval tubes by variation their longitudinal and transversal pitches are given. Comparing of the finding is executed with the known calculation dependences for bundles of tubes with the streamline form*

*Key words: tube, flat-oval, bundle, staggered, heat transfer*

## Введение

В различных отраслях промышленности широко используются теплообменные устройства в которых в качестве конвективных поверхностей нагрева используются круглые трубы. Круглые трубы, как элемент теплообменной поверхности, с точки зрения улучшения теплоаэродинамических характеристик, на сегодняшний день себя исчерпали. В тоже время давно известны трубы удобообтекаемой формы, например, овальные, плоско-овальные, каплевидные, двухугольные [1-7], которые обладают рядом существенных преимуществ

перед трубами круглого профиля и прежде всего в 2-3 раза меньшим аэродинамическим сопротивлением при практически одинаковых теплоотдающих характеристиках. Кроме этого, при обтекании труб удобообтекаемой формы увеличивается доля поверхности, которая омывается основным потоком [2, 4, 8].

Сегодня актуальной задачей энергомашиностроительной отрасли является модернизация старых и создание новых теплообменных аппаратов с улучшенными теплоаэродинамическими характеристиками. Этого можно достичь, используя трубы овалообразной формы.

Нужно отметить, что исследованию теплообмена в пучках плоско-овальных труб посвящено относительно небольшое количество работ [1-3, 8]. До настоящего времени нет надежных расчетных зависимостей для вычисления значений коэффициентов теплоотдачи, а также данных для выбора оптимальных геометрических параметров пучков из таких труб, что практически затрудняет их использование как элемента теплообменной поверхности.

В НТУУ «КПИ» с целью восполнения пробела в опытных данных проведены экспериментальные исследования теплообмена шахматных пакетов плоско-овальных труб при варьировании как продольного, так и поперечного шагов труб при фиксированном отношении большой и малой оси трубы  $d_2/d_1 = 3.4$ . Кроме этого выполнено сравнение полученных результатов с расчетными зависимостями для шахматных пакетов труб овального, плоско-овального, каплеобразного и двухугольного профилей, приведенных в работах [2, 3].

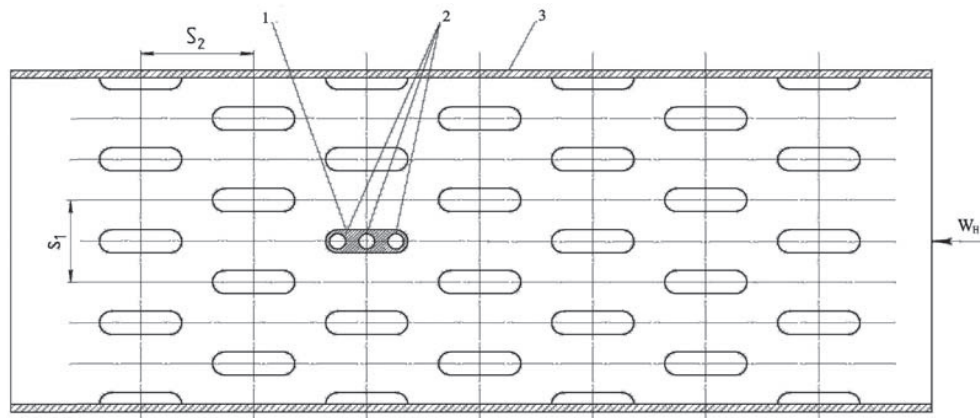


Рис. 1. Компонка шахматных пучков из плоско-овальных труб: 1 - калориметр; 2 - отверстия для нагревателей; 3 - рабочий участок

### Методика исследований

Исследования конвективного теплообмена шахматных пучков из плоско-овальных труб при поперечном их обтекании воздушным потоком осуществлялись на экспериментальной установке, которая представляет собой аэродинамическую трубу разомкнутого типа прямоугольного сечения. Проточная часть опытного стенда состояла из рабочего и двух успокоительных участков. Через переходной диффузор проточная часть соединялась с входным соплом диаметром 75 мм, спрофилированным по лемнискату. Другим концом проточная часть через переходной конфузор присоединялась к всасывающему отверстию вентилятора типа 19ЦС-48, производительностью  $0,53 \text{ м}^3/\text{с}$  и напором до 4,7 кПа. Расход воздуха через вентилятор плавно регулировался с помощью шибера с винтовым приводом. Рабочий участок опытной установки представлял собой канал длиной 800 мм и шириной 210 мм (рис. 1).

Экспериментальная установка для исследования конвективного теплообмена оснащалась следующими измерительными приборами: трубка Пито-Прандтля совместно с микроманометром типа ММН-240 классом точности 1,0 использовалась для определения скоростного напора; для измерения мощности, которая рассеивалась нагревателями трубы-калориметра, применялся ваттметр типа Д 522 классом точности 1,0; температура воздуха на входе в аэродинамическую трубу измерялась ртутным термометром с ценой деления  $0,1^\circ\text{C}$ ; источником тока нагревателя трубы-калориметра служил автотрансформатор типа РНШ, подсоединенный к электрической сети через стабилизатор  $S=0,9$ .

Геометрические характеристики шахматных пучков задавались размерами полей отверстий в верхней и нижней трубных досках, изготовленных из древесно-волоконистых плит толщиной 3 мм. Фиксация трубных досок осуществлялась прижимной рамой с паронитовыми уплотняющими прокладками, которые обеспечивают герметичность канала. Для имитации бесконечности исследуемых пучков в поперечном направлении на боковых стенках рабочего участка устанавливались полутрубки. Экспериментальные трубки пучка имели поперечные и продольные размеры соответственно 15 мм и 51 мм. Исследования проводились для семи пучков плоско-овальных труб, геометрические характеристики которых представлены в табл. 1.

Таблица 1

Геометрические характеристики пакетов плоско-овальных труб

| № пучка | $S_1, \text{мм}$ | $S_2, \text{мм}$ | $z_1$ | $z_2$ |
|---------|------------------|------------------|-------|-------|
| 1       | 42               | 80.0             | 5     | 7     |
| 2       | 42               | 70.0             | 5     | 7     |
| 3       | 42               | 62.5             | 5     | 7     |
| 4       | 42               | 55.5             | 5     | 7     |
| 5       | 30               | 70.0             | 7     | 7     |
| 6       | 35               | 70.0             | 6     | 7     |
| 7       | 52.5             | 70.0             | 4     | 7     |

Исследование теплообмена проводилось методом локального теплового моделирования. Определение температуры стенки осуществлялось с помощью плоско-овальной трубы-калориметра (рис. 2), которая устанавливалась в 5-ом поперечном ряду пучка, изготовленной из дюралюминия Д16. Высокий коэффициент теплопроводности дюралюминия позволял эффективно осреднить температуры стенки по периметру трубы. Для измерения температурного поля, в трубе-калориметра выфрезерованы канавки, в которые зачеканивались 10 медь-константановых термопар. Провода термопар выводились к торцу трубы и подсоединялись к штекерному разъему. Нагревание трубы-калориметра осуществлялось с помощью трех электронагревателей. Нагреватель представлял собой круглый керамический стержень, на который с определенным шагом наматывался нихромовый провод

диаметром 0,35 мм. Электрическое сопротивление нагревателя составляло 50 Ом и позволяло рассеивать мощность до 150 Вт. Кольцевой зазор между стержнем нагревателя и стенкой трубы засыпался порошком аморфного корунда, имеющий высокую теплопроводность и хорошие теплоизоляционные свойства.

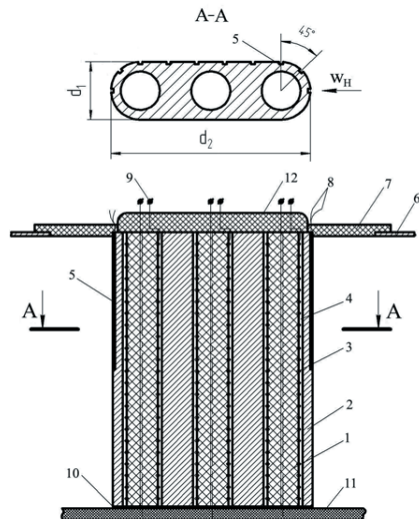


Рис. 2. Труба-калориметр: 1 – стержень нагревателя; 2 – плоско-овальная труба; 3 – нагреватель; 4 – корундовая засыпка; 5 – канавки для термопар; 6 – верхняя трубная доска; 7 – крышка калориметра; 8 – провода термопар; 9 – разъем нагревателя; 10 – теплоизолирующая прокладка; 11 – нижняя трубная доска; 12 – теплоизолирующая крышка

В процессе проведения экспериментов на аэродинамической трубе определялись средние коэффициенты теплоотдачи по формуле (1) непосредственно по результатам измерения температурного поля стенки трубы.

$$\alpha_k = \frac{Q}{H_k (\bar{T}_{СТ} - \bar{T}_n)}, \tag{1}$$

где  $H_k$  – внешняя площадь поверхности калориметра, которая рассчитывалась по формуле

$$H_k = [\pi d_1 + 2 \cdot (d_2 - d_1)] \cdot l_k \tag{2}$$

$\bar{T}_{СТ}$  – средняя температура трубы-калориметра определялась из соотношения

$$\bar{T}_{СТ} = \frac{\sum T_i}{n}, \tag{3}$$

$\bar{T}_n$  – средняя температура потока воздуха определялась балансовым методом по выражению

$$\bar{T}_n = T_{вх} + \frac{Q}{2G \cdot c_p}, \tag{4}$$

в котором  $T_{вх}$  – температура воздуха на входе в аэродинамическую трубу;  $Q$  – тепловыделение трубы-калориметра;  $G$  – расход воздуха;  $c_p$  – удельная теплоемкость воздуха ( $c_p = 1005 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ ).

Физические константы: коэффициент теплопроводности воздуха, коэффициент кинематической вязкости, входящие в выражение для чисел  $Nu$  и  $Re$ , относились к среднебалансовой температуре возду-

ха  $\bar{T}_n$ . В качестве определяющей скорости принималась скорость потока в самом узком сечении пучка.

**Результаты исследований**

Исследования теплообмена глубинных рядов шахматных пакетов плоско-овальных труб выполнялись в интервале чисел Рейнольдса  $Re = (3...30) \cdot 10^3$ . Результаты экспериментов, представленные на рис. 3,4 в виде зависимостей  $Nu = f(Re)$ , хорошо аппроксимируются степенной зависимостью вида

$$Nu = C_q \cdot Re^m \tag{5}$$

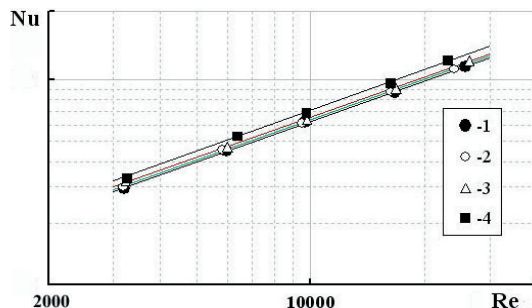


Рис. 3. Результаты исследования теплообмена в глубинных рядах шахматных пакетов плоско-овальных труб при  $S_1 = \text{const} = 42 \text{ мм}$  1 – пакет №1; 2 – пакет №2; 3 – пакет №3; 4 – пакет №4 (табл. 1)

Представленные на рис. 3 результаты иллюстрируют влияние продольного шага труб  $S_2$  на интенсивность теплообмена в пакете при неизменном поперечном шаге  $S_1$ . Анализ полученных результатов свидетельствует о том, что с уменьшением продольного шага интенсивность теплообмена монотонно возрастает (рис. 5).

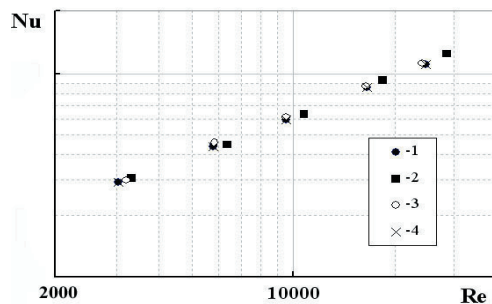


Рис. 4. Результаты исследования теплообмена в глубинных рядах шахматных пакетов плоско-овальных труб при  $S_2 = \text{const} = 70 \text{ мм}$  1 – пакет №5; 2 – пакет №6; 3 – пакет №2; 4 – пакет №7 (табл. 1)

Приращение числа Нуссельта  $Nu$  во всем исследованном интервале чисел Рейнольдса  $Re$  составило (12-13)%. Влияние же поперечного шага на теплообмен оказалось незначительным (рис. 4) и составило (4-5)%, что сопоставимо с погрешностью определения числа  $Nu$ . Вероятно, трубы с большим продольным удлинением профиля по направлению основного потока  $d_2/d_1 = 3.4$ , образуя плоские сообщающиеся каналы, слабо поджимают поток и интенсивность теплообмена с изменением их поперечных

шагов практически не изменяется. Максимальная интенсивность соответствует пакету №4, минимальная – пакету №5 (табл. 1). Полный перепад значений чисел Нуссельта между минимальной и максимальной его величиной составил (16-18)% для всех исследованных пакетов труб. Такой результат говорит о слабом влиянии на теплообмен шаговых характеристик пакета для плоско-овальных труб с  $d_2/d_1 = 3.4$ .

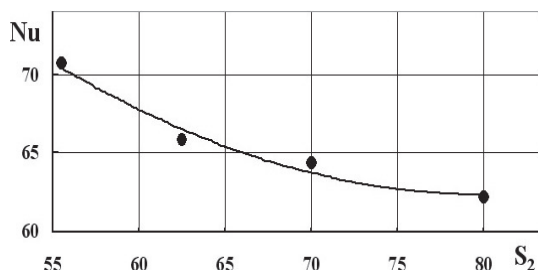


Рис. 5. Влияние продольного шага  $S_2$  на интенсивность теплообмена

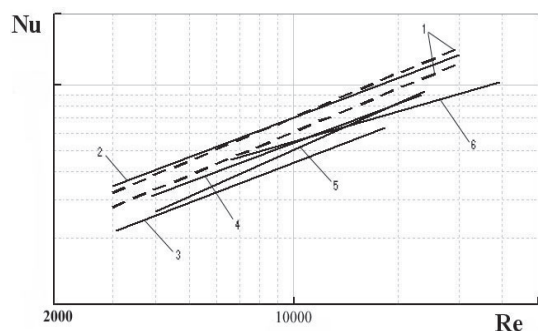


Рис. 6. Сравнение интенсивности теплообмена шахматных пакетов профильных труб: 1 – область изменения интенсивности теплообмена исследованных пакетов труб (табл. 1); 2 – пакет круглых труб (табл. 2) [9]; 3 – пакет двухугольных труб (табл. 2) [3]; 4 – пакет плоско-овальных труб (табл. 2) [3]; 5 – пакет каплеобразных труб (табл. 2) [3]; 6 – пакет овальных труб (табл. 2) [3]

Показатель степени  $m$  при числе Рейнольдса в формуле (1) для всех исследованных пакетов оставался величиной практически постоянной и равной 0.65. Колебания величины показателя степени  $\Delta m$  не превышали  $\pm 0.01$ . В публикации [10] предложена методика обработки результатов по теплоотдаче одиночных плоско-овальных труб для  $d_2/d_1 = 1.425...2.625$ , позволяющая обобщить результаты численного моделирования и экспериментальные данные с помощью критериального уравнения, учитывающего вид теплоносителя, степень турбулентности набегающего потока и степень загромождения канала. В этой методике показатель степени при числе Рейнольдса также предложено принять величиной постоянной и равной  $2/3$ .

На рис. 6 выполнено сравнение результатов исследований теплообмена пакетов плоско-овальных труб (область между штриховыми линиями, ограничивающими максимальные и минимальные значения чисел Нуссельта) с зависимостями для расчета теплообмена шахматных пакетов труб удобообтекаемого профиля (рис. 7, табл. 2), опубликованными в [2,3] а также с данными для пакета круглых труб из [9].

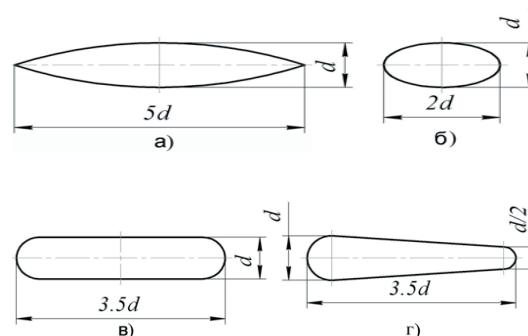


Рис. 7. Удобообтекаемые профили труб [3]: а) двухугольный; б) овальный; в) плоско-овальный; г) каплеобразный

Таблица 2

Значения  $C$  и  $m$  в формуле (9.2.6 [3]) и [9] для шахматных пучков труб различного профиля при  $Re_{d_{усл}} = (1-6) \cdot 10^4$

| № пакета | Профиль трубы                   | d мм | $d_{усл}$ мм | $\frac{S_1}{d_{усл}}$ | $\frac{S_2}{d_{усл}}$ | C     | m    |
|----------|---------------------------------|------|--------------|-----------------------|-----------------------|-------|------|
| 1        | Двухугольный рис. 1,а [2, 3]    | 20   | 65.3         | 2.00                  | 3.30                  | 0.32  | 0.60 |
| 2        | Овальный рис. 1,б [2, 3]        | 25   | 38.3         | 1.50                  | 2.50                  | 1.25  | 0.45 |
| 3        | Плоско-овальный рис. 1,в [2, 3] | 31   | 80.3         | 2.48                  | 3.71                  | 0.40  | 0.59 |
| 4        | Каплеобразный рис. 1,г [2, 3]   | 31   | 77.7         | 2.15                  | 2.91                  | 0.12  | 0.70 |
| 5        | Круглый [9]                     | 15   | 15           | 2.80                  | 3.70                  | 0.315 | 0.60 |

Анализ представленных данных показал, что зависимости  $Nu = f(Re)$  для пакетов плоско-овальных труб лежат выше кривых из [3]. Кроме этого, показатель степени для расчетных зависимостей [3] изменяются в зависимости от типа профиля в широких пределах  $m = 0.45...0.7$ . Расчетная линия нормативной зависимости [9] для пакета круглых труб практически совпадает с кривой, соответствующей максимальным значениям чисел Нуссельта для исследованных пакетов труб.

### Выводы

Проведенные исследования теплообмена пакетов плоско-овальных труб позволили отметить следующее:

- уменьшение продольного шага приводит к росту интенсивности теплообмена на 12-13%, изменение поперечного шага практически не влияет на интенсивность теплообмена в исследованном интервале чисел Рейнольдса;
- интенсивность теплообмена исследованных пакетов труб выше расчетных значений, определенных по зависимостям для пакетов профильных труб, приведенных в [2, 3];
- для обобщения полученных материалов необходимо провести экспериментальные исследования по выявлению влияния на теплообмен удлинения профиля плоско-овальной трубы, т.к. именно этот геометрический параметр может оказаться наиболее влияющим.

## Література

1. Кэйс В.М. Компактные теплообменники [Текст]/ В.М. Кэйс, А.Л. Лондон. – М.: Госэнергоиздат, 1962. – 160 с.
2. Антуфьев В.М. Эффективность различных форм конвективных поверхностей нагрева [Текст]/ В.М. Антуфьев. – М.: Энергия, 1966. – 184 с.
3. Кутателадзе С.С. Теплопередача и гидродинамическое сопротивление [Текст]: Справочное пособие/ С.С. Кутателадзе. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 368 с.
4. Жукаускас А.А. Конвективный перенос в теплообменниках [Текст]/ А.А. Жукаускас. - М.: Наука, 1982. - 472 с.
5. Ala Ali Hasan. Thermal-hydraulic performance of oval tubes in a cross-flow of air [Текст]/Heat and Mass Transfer, accepted for publication. THP 2004 by author and THP 2004 Springer-Verlag. By permission. – P. 1-32.
6. Ota T. Forced Convection Heat Transfer from an Elliptic Cylinder of Axis Ratio 1:2 [Текст]/ Т. Ota, S. Aiba, Т. Tsuruta, М. Kaga // Bulletin of JSME. – 1983. – V. 26. – № 212. – P. 262-267.
7. Ota T. Heat transfer and flow around an elliptic cylinder [Текст]/ Т. Ota, Н. Nishiyama, Y. Taoka // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 1984. – V. 27. – № 10. – P. 1771-1779.
8. Бурков В.К. Исследование теплообмена и аэродинамики пучков из овальных труб [Текст]/ В.К. Бурков, В.П. Медведский, И.Ю. Кочегарова, Ю.И. Лафа//Теплоэнергетика. – 2010. – №3. – С.42-45.
9. Тепловой расчет котельных агрегатов [Текст]: нормативный метод/под ред. Н.В. Кузнецова. – М.: Энергия, 1973. – 296 с.
10. Жукова Ю.В. Аэродинамика и теплообмен плоскоовального цилиндра при вынужденной конвекции [Текст]/ Ю.В. Жукова, А.М. Терех, А.В. Семеняко. Труды V Российской Национальной конференции по теплообмену. – 25-29 октября. – г. Москва. – 2010. – Т.2. – С. 126-128.

УДК 629.423.31:621.311.44

# ЕНЕРГОЕФЕКТИВНІСТЬ ПЕРЕТВОРЮВАЧА БАГАТОСИСТЕМНОГО ЕЛЕКТРОВОЗУ У РЕЖИМІ ЗМІННОГО СТРУМУ

А.М. Муха

Кандидат технічних наук, доцент, завідувач кафедри  
Кафедра «Автоматизований електропривод»  
Дніпропетровський національний університет  
залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна  
вул. Ак. В. Лазаряна, 2, Дніпропетровськ, Україна, 49010  
Контактний тел.: (056) 373-15-47  
E-mail: andremu@iu

*Представлено результати визначення коефіцієнта корисної дії уніфікованого перетворювача багатосистемного електровозу, при роботі під контактною мережею змінного струму*

*Ключові слова: перетворювач, електровоз, структурна схема, втрати енергії*

*Представлены результаты определения коэффициента полезного действия унифицированного преобразователя многосистемного электровоза, при работе под контактной сетью переменного тока*

*Ключевые слова: преобразователь, электровоз, структурная схема, потери энергии*

*The Presented results of the determination coefficient of efficiency unified converter of much system electric locomotive, when run under contact network of alternating current*

*Key words: converter, electric locomotive, structured scheme, loss to energy*

## Вступ

Постійне зростання вартості енергоресурсів вимагає впровадження енергозберігаючих технологій на залізницях. Для підвищення коефіцієнта корисної дії (ККД) енергосистеми електрифікованих залізниць доцільно використовувати новий, більш еко-

номічний електрорухомий склад. Також з метою підвищення ККД тягової мережі, особливо при постійному струмі, доцільно підвищити рівень напруги контактної мережі [1,2]. Для забезпечення перевезення вантажів на електрифікованих ділянках при напругах змінного та постійного струмів, у тому числі підвищеної напруги, з мінімальними втратами часу