

УДК 629.4.077-592.117

**Сафронов А.М.**

Государственное предприятие "Украинский научно-исследовательский институт вагоностроения".  
Украина, Кременчуг

#### ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕМПЕРАТУРНЫХ ПОЛЕЙ В ДИСКЕ ДИСКОВОГО ТОРМОЗА ПАССАЖИРСКОГО ВАГОНА ПРИ ТОРМОЖЕНИИ

##### Анотація

*Викладено результати досліджень температурних полів у диску дискового гальма пасажирського вагона при екстрених гальмуваннях на площадці. Наведено розподіл температурних полів у диску при швидкостях на початку гальмування (40–160) км/ч. Отримані номограми максимальних температур залежно від коефіцієнта сили натиснення накладок на диски в діапазоні швидкостей на початку гальмування (40–200) км/ч. Показано, що температури нагрівання диска обмежують гальмівну ефективність вагона, для її підвищення, виходячи з обмежень по температурі, потрібно застосування на одній осі трьох і більше гальмівних дисків.*

##### Abstract

*The results of the research of the temperature fields in a disk of the disk brake of a coach during the emergency braking on the ground are presented. The allocations of the temperature fields in a disk at the initial braking speeds (40–160) km/h are given. The nomograms of maximum temperatures depending on the application force rate of the brake pads on the disks within the speed range at the beginning of the braking (40–200) km/h are obtained. It is shown that the heating temperatures of the disk limit the braking efficiency of a coach. It is necessary to use three or more brake disks for an axle in order to improve the braking efficiency on the assumption of the temperature limits.*



Основным принципом работы фрикционного тормоза является превращение кинетической энергии в тепловую, которая излучается в окружающее пространство и аккумулируется в тормозном диске в виде его нагрева. Очевидно, с увеличением силы нажатия накладок на диски температура диска также увеличивается и, следовательно, тормозная эффективность вагона с дисковым тормозом должна быть ограничена исходя из условия не превышения предельной допустимой температуры диска.

#### Постановка проблемы

Тормозной диск является важнейшей составной частью дискового тормоза пассажирского вагона, который в процессе торможения подвергается значительным тепловым нагрузкам. Срок службы тормозных дисков должен быть не меньше срока службы колесных пар; поэтому вопросы связанные с определением температурного воздействия на диск при торможении являются актуальными и позволяют выбрать оптимальные режимы торможения, а также оценить прочность и долговечность тормозного диска.

#### Актуальность

Наиболее достоверные результаты исследования теплового воздействия на тормозной диск при торможении получают в процессе проведения испытаний на натуральных образцах. Основным фактором, влияющим на прочность и долговечность диска, являются температурные напряжения в тормозном диске, поэтому вопросы, связанные с выбором тормозных характеристик исходя из допустимой температуры нагрева диска, являются актуальными.

#### Основное изложение материалов исследований

Тормозная система пассажирского вагона с дисковым тормозом обладает рядом отличительных особенностей по сравнению с тормозной системой пассажирского вагона с колодочным тормозом:

- тормозное воздействие осуществляется через диски, расположенные на оси колесной пары, посредством передачи усилий от клещевых механизмов через накладку (рис. 1);
- каждый клещевой механизм оборудован тормозным цилиндром со встроенным авторегулятором и кронштейнами для установки накладок;
- в отличие от колодочного тормоза [1], эффективность дискового тормоза определяется по действительной силе нажатия накладок на диски, приведенной к поверхности катания колеса:

$$\delta_d = \frac{\sum_{i=1}^n K_d}{Q + T} \cdot \frac{r_{mp}}{R_k}, \quad (1)$$

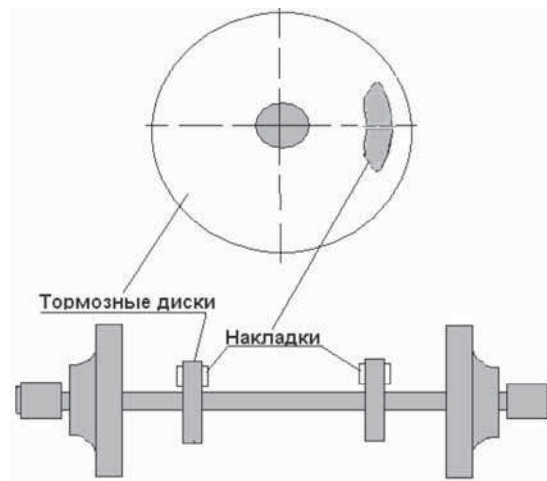


Рис. 1. Тормозной диск с накладкой

где  $K_d$  — действительная сила нажатия накладки на диск;

$Q$  — полезная нагрузка;

$T$  — тара вагона;

$r_{mp}$  — радиус трения тормозного диска,  $r_{mp} = 233$  мм;

$R_k$  — расчетный радиус колеса по кругу катания, для новых колес  $R_k = 482$  мм;

- коэффициент трения между накладкой и диском является постоянной величиной и не зависит от температуры и скорости.

Исследования температуры нагрева диска пассажирского вагона проводились на пассажирском вагоне модели 61-779Э, оборудованного дисковыми тормозами. На каждой оси тележки жестко закреплены по два чугунных тормозных диска из серого чугуна с пластинчатым графитом W610 B110 PGUP (KNORR-BREMSE) диаметром 610 мм, толщиной 110 мм и радиусом трения 233 мм, к которым при торможении с двух сторон прижимаются тормозные накладки. Накладки изготовлены из износостойчивого композиционного материала B30244/35202 (KNORR-BREMSE) с коэффициентом трения между диском и накладкой 0,35.

Усилия на накладки передаются от клещевых механизмов, которые включают тормозные цилиндры и систему рычагов. Общее передаточное число клещевого механизма составляет 11,41. Эффективная площадь поршней тормозных цилиндров, установленных на тележках с котловой и не котловой стороны вагона выбиралась исходя из фактической осевой нагрузки каждой тележки. В конструкции клещевых механизмов предусмотрены автоматические регуляторы зазоров между диском и тормозными накладками.

Исследования температуры нагрева диска при торможении проводились при поездных испытаниях

пассажи́рского вагона с дисковым тормозом путем реализации экстренного пневматического торможения на площадке в диапазоне скоростей в начале торможения (40–160) км/ч методом "бросания".

Для проведения испытаний формировался опытный поезд в составе локомотива, вагона-лаборатории и исследуемого пассажирского вагона (рис. 2).

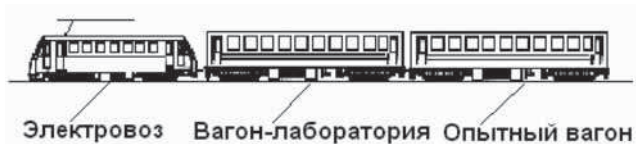


Рис. 2. Опытный поезд

Тормозные испытания проводились методом "бросания", который состоял в автоматическом отцепе опытного вагона от поезда, при этом осуществлялось экстренное торможение исследуемого вагона (рис. 3). Результаты измерений показали, что температура в диске при торможении распределяется неравномерно, максимальная величина возникает на поверхности диска под



Рис. 3. Проведение тормозных испытаний методом "бросания"

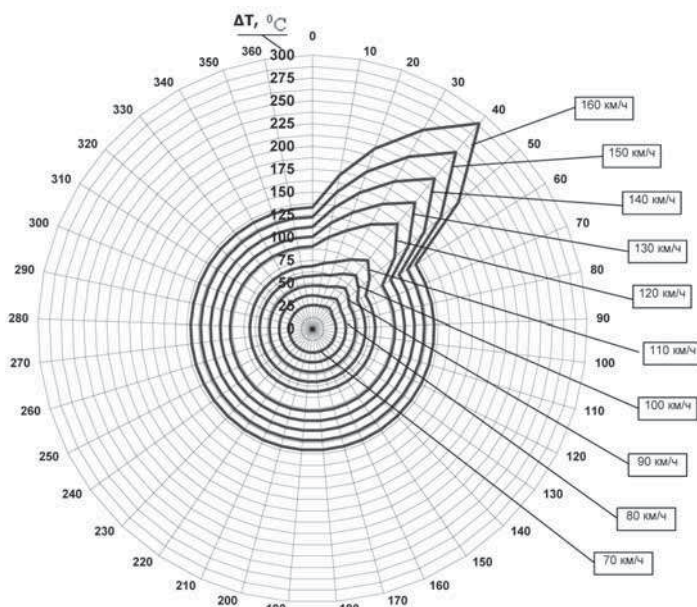


Рис. 4. Распределение температуры в диске при экстренном торможении на площадке

накладкой (рис. 4). Анализ распределения температуры поверхности диска под накладкой свидетельствует, что температура изменяется от минимальной величины на входе диска в накладку до максимальной на выходе из накладки по направлению вращения диска (рис. 5), причем максимальное значение температуры поверхности достигается за время равное  $2/3$  от времени торможения до полной остановки вагона.

На абсолютную величину температуры нагрева диска оказывает влияние начальная температура, поэтому в качестве объекта для дальнейшего анализа принималась амплитуда температуры, определяемая как разность между максимальной и начальной температурами ( $\Delta T = T_{\text{макс}} - T_{\text{нач}}$ ).

Амплитуды температуры подвергались статистической обработке с целью отсева значений, которые не попадают в статистическую закономерность.

Случайная величина отсеивалась, если для нее выполнялось неравенство [2]:

$$\frac{a_i^{\max(\min)} - m}{s} > T_{p,n} \quad (1)$$

где  $a_i^{\max(\min)}$  — максимальное (минимальное) значение из выборочной совокупности случайных величин;

$m$  — математическое ожидание измеренных значений;

$s$  — стандартное отклонение;

$T_{p,n}$  — критическое значение  $T_p$  ( $p$  — процентная точка нормированного выборочного отклонения), обусловленное критическим значением распределения Стьюдента  $d_{p,n-2}$  [2]:

$$T_{p,n} = \frac{d_{p,n-2} \sqrt{n-1}}{\sqrt{n-2 + d_{p,n-1}^2}} \quad (2)$$

здесь  $d_{p,n-2}$  — процентные точки  $T$ -распределения Стьюдента.

Анализ изменения температуры диска от величины замедления ( $a$ ) показал, что температура нагрева диска под накладкой ( $\Delta T$ ) описывается степенной зависимостью:

$$\Delta T(V) = c \cdot a^d, \quad (3)$$

а вне действия накладки — экспоненциальной:

$$\Delta T(V) = c \cdot \exp(d \cdot a), \quad (4)$$

где коэффициенты  $c$  и  $d$  подлежащие определению.

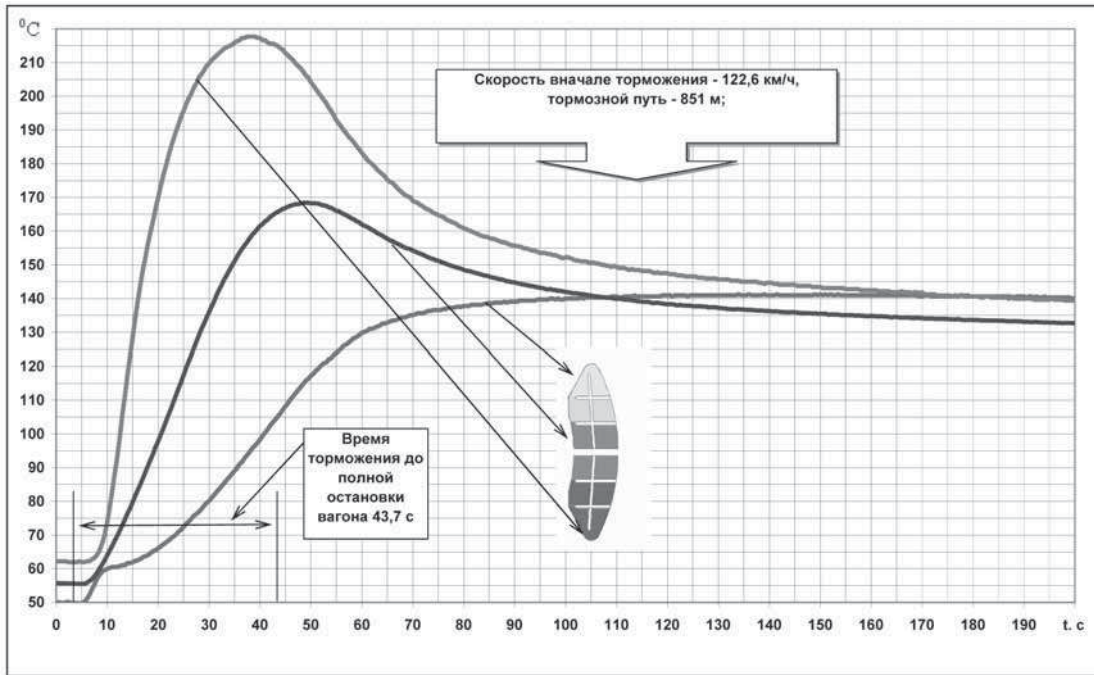


Рис. 5. Распределение температуры на поверхности диска под накладкой

Выравнивание экспериментальных данных по уравнению (3) осуществлялось методом наименьших квадратов. Для этого формула (3) путем логарифмирования правой и левой частей приводилась к виду:

$$\ln(\Delta T) - \ln(c) - d \cdot \ln(a) = 0 \quad (5)$$

После ввода обозначений  $y = \ln(\Delta T)$ ;  $A = \ln(c)$ ;  $B = d$ ;  $z = \ln(a)$ , формула (5) преобразовывалась к линейному уравнению  $y = A + B \cdot z$ . С учетом указанных преобразований разрешающее уравнение метода наименьших квадратов имеет вид:

$$U = \sum_{i=1}^n (y_i - (A + B \cdot z_i))^2 \quad (6)$$

где  $n$  — число интервалов.

После дифференцирования уравнения (6) по неизвестным коэффициентам  $A$  и  $B$  получается система уравнений:

$$\begin{cases} A \cdot n + \sum_{i=1}^n z_i = \sum_{i=1}^n y_i \\ A \sum_{i=1}^n z_i + B \sum_{i=1}^n z_i^2 = \sum_{i=1}^n y_i z_i \end{cases}, \quad (7)$$

решение которой определяется выражениями:

$$A = \frac{\sum_{i=1}^n y_i \sum_{i=1}^n z_i^2 - \sum_{i=1}^n z_i y_i \sum_{i=1}^n z_i}{n \sum_{i=1}^n z_i^2 - (\sum_{i=1}^n z_i)^2} \quad (8)$$

$$B = \frac{n \sum_{i=1}^n z_i y_i - \sum_{i=1}^n z_i \sum_{i=1}^n y_i}{n \sum_{i=1}^n z_i^2 - (\sum_{i=1}^n z_i)^2} \quad (9)$$

Используя введенные обозначения, коэффициенты уравнения (3) определяются по формулам:

$$c = \exp\left(\frac{\sum_{i=1}^n y_i \sum_{i=1}^n z_i^2 - \sum_{i=1}^n z_i y_i \sum_{i=1}^n z_i}{n \sum_{i=1}^n z_i^2 - (\sum_{i=1}^n z_i)^2}\right); \quad (10)$$

$$d = \frac{n \sum_{i=1}^n z_i y_i - \sum_{i=1}^n z_i \sum_{i=1}^n y_i}{n \sum_{i=1}^n z_i^2 - (\sum_{i=1}^n z_i)^2} \quad (11)$$

Результаты расчета представлены на (рис. 6).

Основным параметром, определяющим величину тормозного пути, время торможения и величину замедления вагона, является удельная тормозная сила  $b_T$  [1]:

$$b_T = 1000 \cdot \delta_{\partial} \cdot \varphi_T, \quad (12)$$

где  $\varphi$  — коэффициент трения;

$\delta_{\partial}$  — действительный коэффициент силы нажатия накладок на диски, приведенный к поверхности катания колеса, определяемый по формуле (1).

Изменение действительного коэффициента силы нажатия накладок на диски, приведенного к



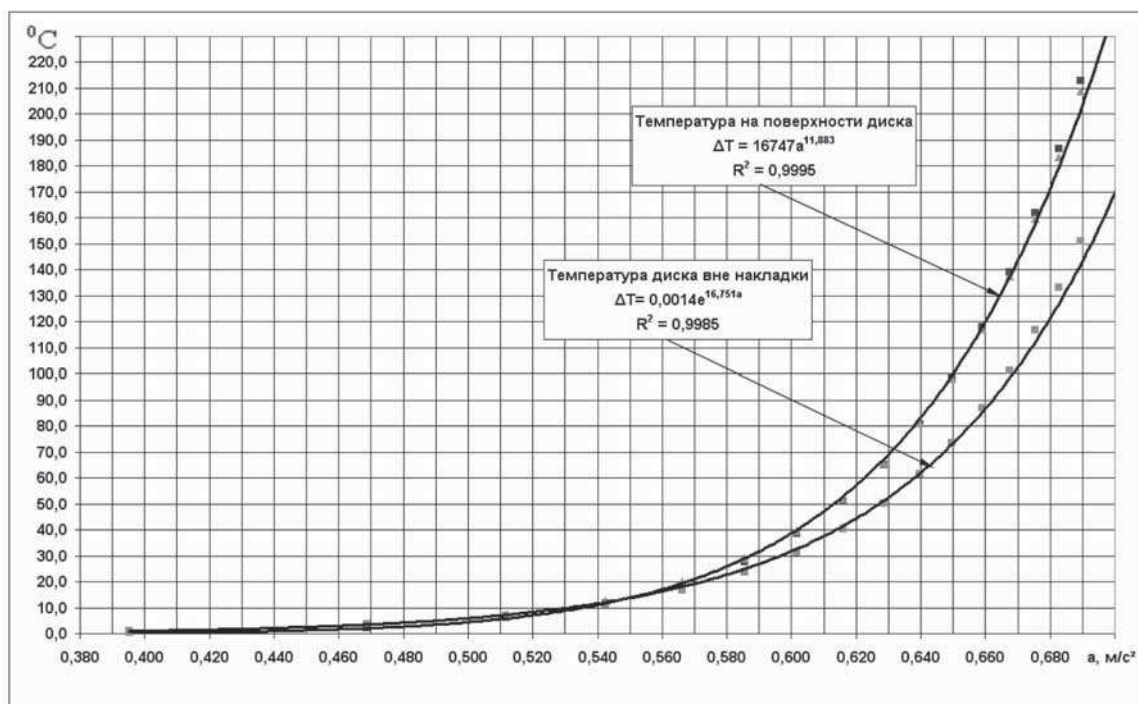


Рис. 6. График изменения амплитуды температуры диска при экстренном пневматическом торможении одиночного вагона на площадке

поверхности катания колеса, не зависит от скорости торможения, а его величина пропорциональна

изменению давления в тормозном цилиндре (рис. 7) и определяется уравнением

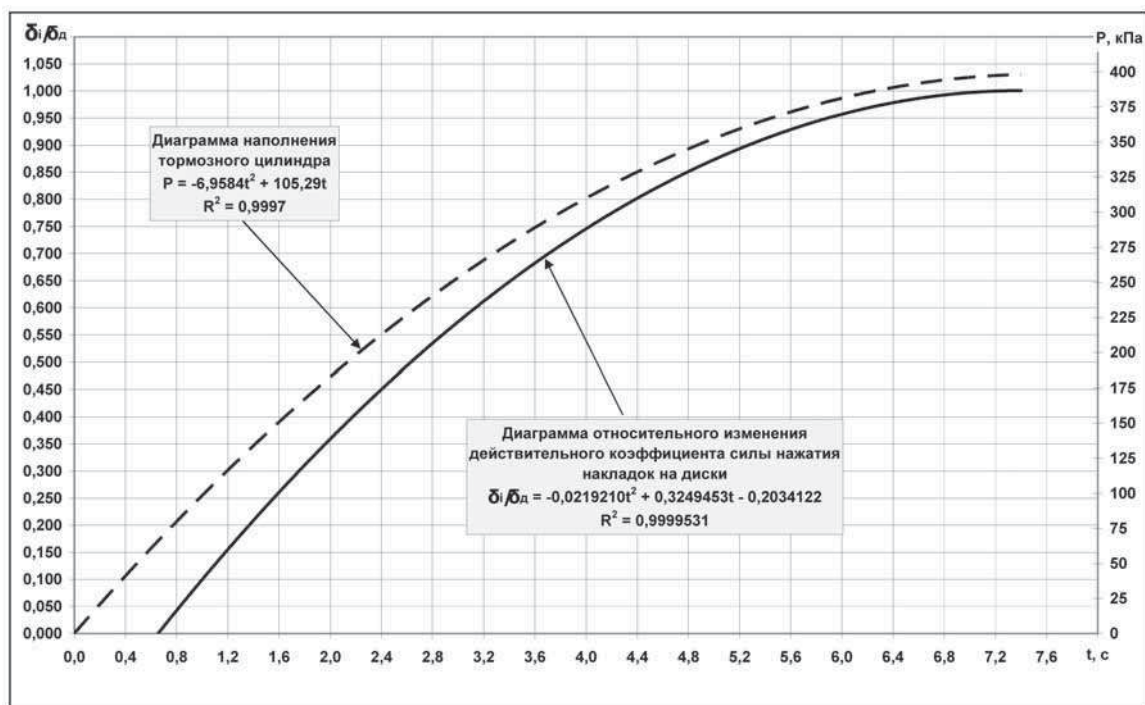


Рис. 7. Диаграмма относительного изменения действительного коэффициента силы нажатия накладок, приведенного к поверхности катания колеса

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ НОВЫХ ПРОЦЕССОВ, МАТЕРИАЛОВ, ИЗДЕЛИЙ

$$\delta_{\theta}(t) = \begin{cases} t < t_p \rightarrow (-0.02192 \cdot t^2 + 0.32494 \cdot t - 0,20341) \cdot \delta_{\theta} \\ t \geq t_p \rightarrow \delta_{\theta} \end{cases} \quad (13)$$

здесь  $t_p$  — время наполнения тормозного цилиндра до установившегося давления.

С учетом приведенных зависимостей, были получены аналитические выражения для определения величина замедления пассажирского вагона от действительного коэффициента силы нажатия накладок на диски, приведенные в таблице 1 и построены номограммы для определения величины замедления (рис. 8).

На рис. 9 и 10 представлены номограммы для определения температуры диска в зависимости от величины действительного коэффициента силы нажатия накладок, полученные в результате исследования.

Анализ результатов исследования показывает, что температура нагрева диска накладывает

ограничения на допустимую величину действительного коэффициента силы нажатия накладок (удельную тормозную силу). Так, например, для допустимой температуры нагрева диска 300°C, действительный коэффициент силы нажатия при скорости 160 км/ч должен быть не более 0,24, при этом температура на поверхности диска может составить 500°C при экстренном торможении на площадке.

Одним из способов повышения тормозной эффективности пассажирского поезда может явиться применение на колесной паре трех и более тормозных блоков. При использовании трех тормозных блоков действительный коэффициент силы нажатия увеличивается на 30%, что вытекает из следующего равенства:

$$\frac{1}{Q_{\text{мел}}} (K_{\theta}^{(2)} + K_{\theta}^{(2)} + K_{\theta}^{(2)} + K_{\theta}^{(2)}) = \frac{1}{Q_{\text{мел}}} (K_{\theta}^{(3)} + K_{\theta}^{(3)} + K_{\theta}^{(3)} + K_{\theta}^{(3)} + K_{\theta}^{(3)} + K_{\theta}^{(3)}), \quad (14)$$

откуда  $K_{\theta}^{(3)} = \frac{2}{3} \cdot K_{\theta}^{(2)}$ .

Другим способом повышения тормозной эффективности является использование магниторельсового тормоза.

**Таблица 1**

Аналитические уравнения для определения замедления вагона в зависимости от действительного коэффициента силы нажатия накладок

Скорость в начале торможения, км/ч	Замедление вагона, м/с <sup>2</sup>
40	$a = -3,3495 \cdot \delta_{\theta}^2 + 2,891\delta_{\theta}$
50	$a = -3,0756 \cdot \delta_{\theta}^2 + 3,0267 \cdot \delta_{\theta}$
60	$a = -2,9267 \cdot \delta_{\theta}^2 + 3,1393 \cdot \delta_{\theta}$
70	$a = -2,7294 \cdot \delta_{\theta}^2 + 3,2075 \cdot \delta_{\theta}$
80	$a = -2,5275 \cdot \delta_{\theta}^2 + 3,2497 \cdot \delta_{\theta}$
90	$a = -2,4441 \cdot \delta_{\theta}^2 + 3,3086 \cdot \delta_{\theta}$
100	$a = -2,2809 \cdot \delta_{\theta}^2 + 3,3335 \cdot \delta_{\theta}$
110	$a = -2,225 \cdot \delta_{\theta}^2 + 3,38 \cdot \delta_{\theta}$
120	$a = -2,0666 \cdot \delta_{\theta}^2 + 3,3925 \cdot \delta_{\theta}$
130	$a = -2,0139 \cdot \delta_{\theta}^2 + 3,4246 \cdot \delta_{\theta}$
140	$a = -1,9601 \cdot \delta_{\theta}^2 + 3,4559 \cdot \delta_{\theta}$
150	$a = -1,9474 \cdot \delta_{\theta}^2 + 3,4933 \cdot \delta_{\theta}$
160	$a = -1,9199 \cdot \delta_{\theta}^2 + 3,5232 \cdot \delta_{\theta}$
170	$a = -1,8879 \cdot \delta_{\theta}^2 + 3,557 \cdot \delta_{\theta}$
180	$a = -1,8426 \cdot \delta_{\theta}^2 + 3,5796 \cdot \delta_{\theta}$
190	$a = -1,8422 \cdot \delta_{\theta}^2 + 3,6132 \cdot \delta_{\theta}$
200	$a = -1,8412 \cdot \delta_{\theta}^2 + 3,6445 \cdot \delta_{\theta}$

**Выводы**

1. Характерной особенностью изменения температуры на поверхности диска под накладкой является ее повышение до максимального значения за время составляющее 2/3 от времени начала торможения до полной остановки вагона.
2. Температура диска зависит от фактически реализованного тормозным блоком действительного коэффициента силы нажатия накладок, приведенного к поверхности катания колеса.
3. Основным фактором, влияющим на величину температуры диска, является действительный коэффициент силы нажатия накладок на диски (удельная тормозная сила).
4. Температура диска под накладкой распределяется неравномерно от минимальной величины на входе до максимальной на выходе из накладки по направлению вращения диска.
5. Температура нагрева диска накладывает ограничения на тормозную эффективность пассажирского вагона (допустимую величину действительного коэффициента силы нажатия накладок (удельную тормозную силу)).
6. Разработанные номограммы и таблицы позволяют на стадии проектирования определять температуру диска для различных скоростей в начале торможения.

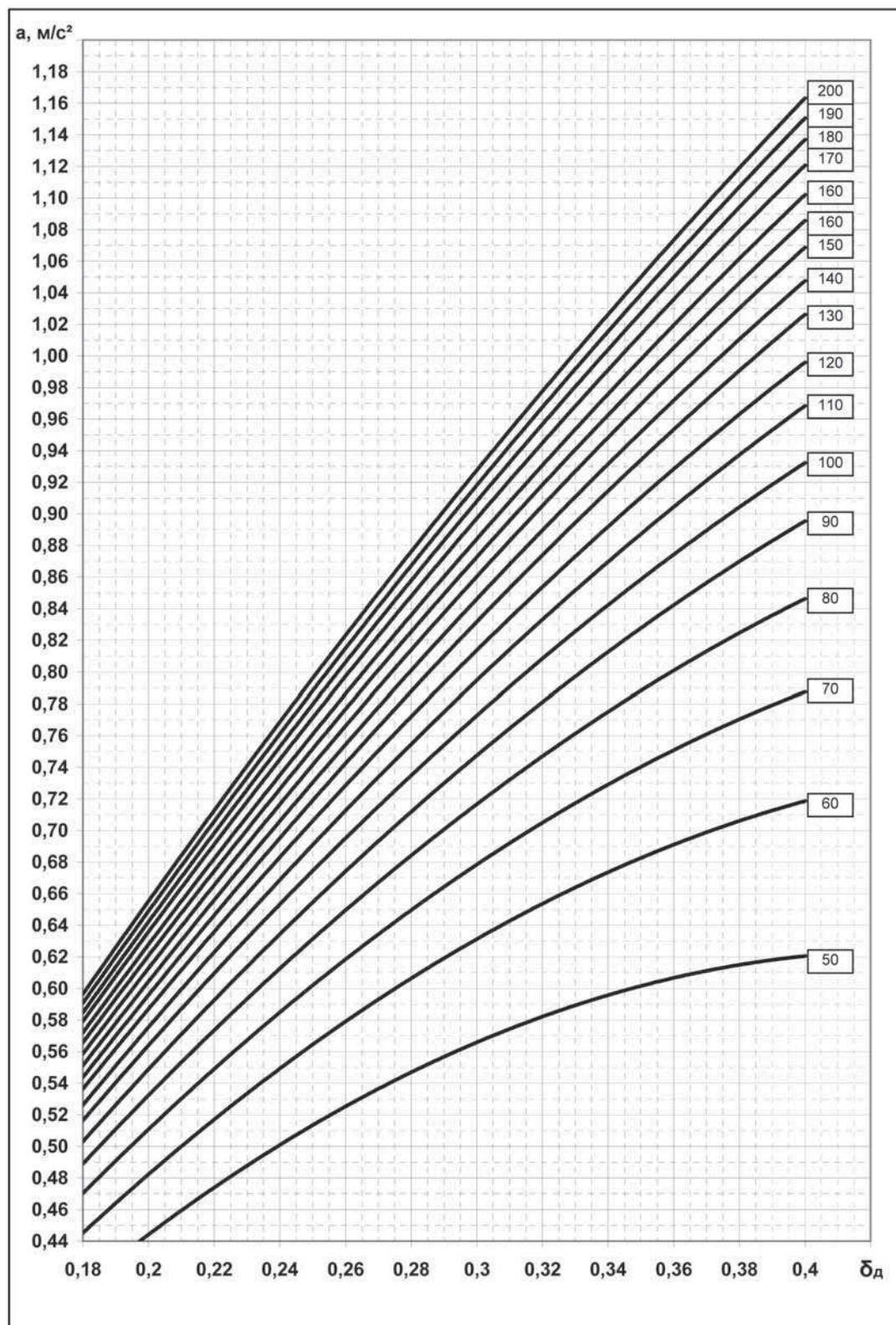


Рис. 8. Номограммы для определения замедления вагона при экстренном пневматическом торможении одиночного вагона на площадке





4/2009

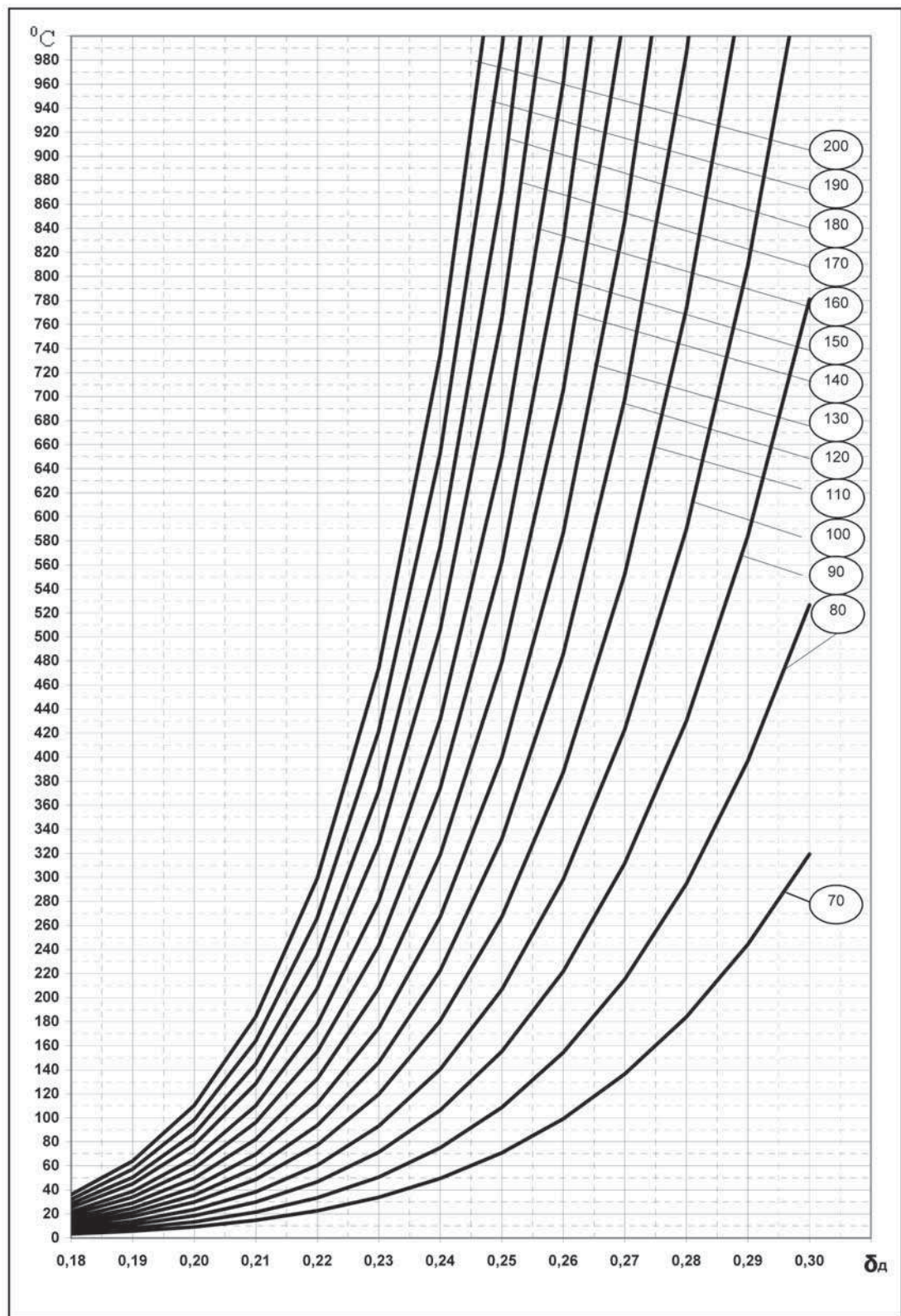


Рис. 9. Номограммы для определения максимальной амплитуды температуры на поверхности диска под накладкой при экстренном пневматическом торможении одиночного вагона



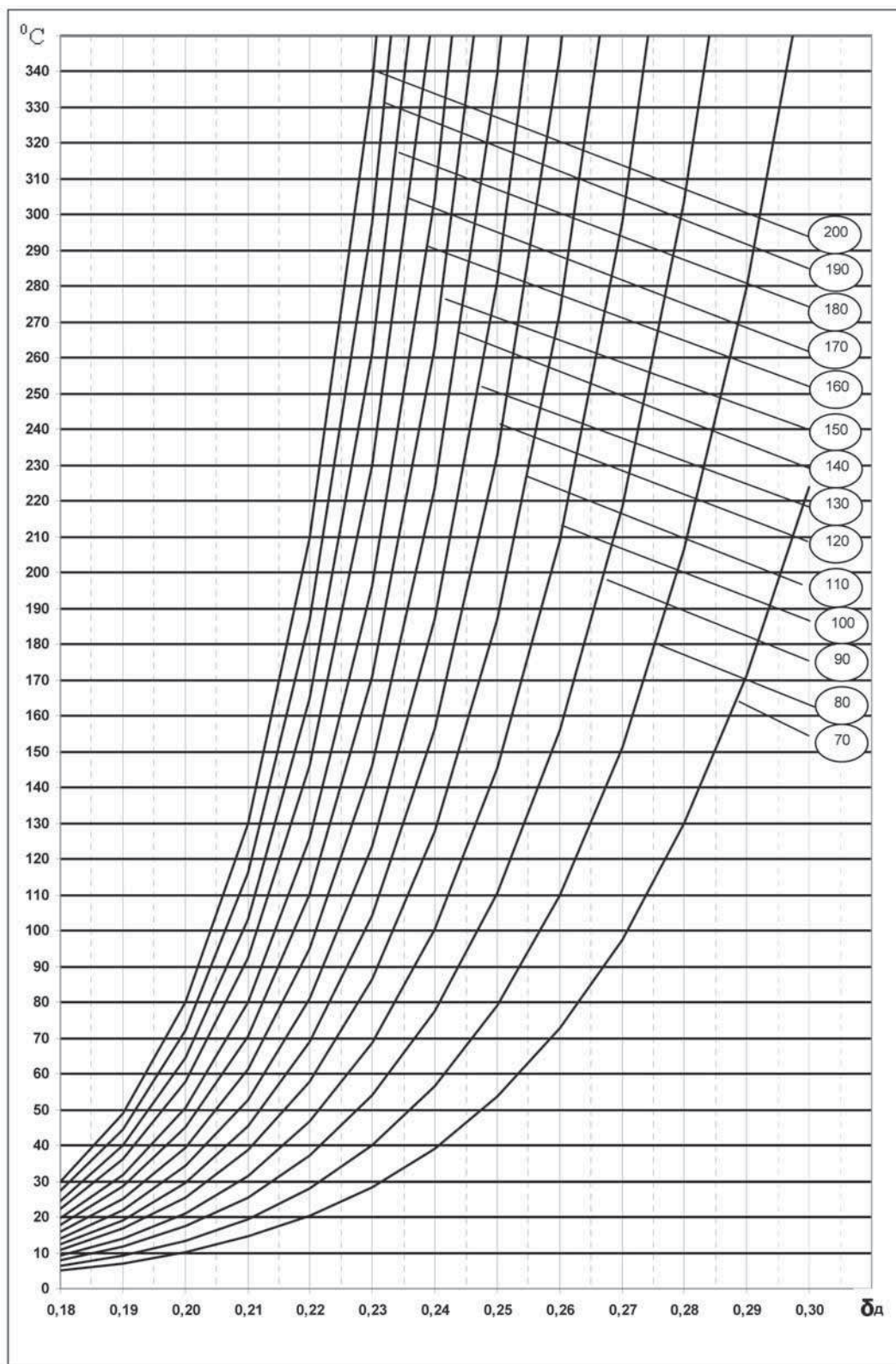


Рис. 10. Номограммы для определения амплитуды температуры нагрева диска вне зоны накладки при экстренном пневматическом торможении одиночного вагона



7. Для повышения тормозной эффективности рекомендуется использовать три и более тормозных блоков на колесной паре, либо применять магнито-рельсовый тормоз.

#### Литература

1. *П.Т. Гребенюк*. Правила тормозных расчетов. — М.: Интекст, 2004. — С. 112.
2. *Вакс Лота*. Статистическое оценивание. — М.: Статистика, 1976.