

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ  
Белорусский национальный технический университет

---

Кафедра «Строительство и эксплуатация дорог»

И. И. Леонович

# ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫЕ ПУТИ И ПУТЕВОЕ ХОЗЯЙСТВО

Учебно-методическое пособие  
для студентов специальности 1-70 03 02 «Мосты, транспортные  
тоннели и метрополитены»

*Рекомендовано учебно-методическим объединением  
высших учебных заведений по образованию  
в области строительства и архитектуры*

Минск  
БНТУ  
2014

УДК 625.1(075.8)

ББК 39.20я7

Л47

Рецензенты:

доктор технических наук, профессор *Н. П. Вырко*;

кандидат технических наук, доцент *Н. М. Гурбо*

**Леонович, И. И.**

Л47 Железнодорожные пути и путевое хозяйство : учебно-методическое пособие для студентов специальности 1-70 03 02 «Мосты, транспортные тоннели и метрополитены» / И. И. Леонович. – Минск : БНТУ, 2014. – 183 с.

ISBN 978-985-550-173-3.

Приведены основные теоретические положения и практические методы решения задач по расчету плана и профиля железных дорог, ширины колеи в кривых, устройству бесстыкового пути, прочности верхнего строения, соединений и пересечений рельсовых нитей, тяговых и транспортно-эксплуатационных характеристик и эксплуатационных показателей работы железных дорог.

УДК 625.1(075.8)

ББК 39.20я7

ISBN 978-985-550-173-3

© Леонович И. И., 2014

© Белорусский национальный  
технический университет, 2014

## Оглавление

Введение.....	6
1. План и продольный профиль железных дорог.....	7
1.1. Трасса железнодорожной линии.....	8
1.2. План железной дороги.....	9
1.3. Продольный профиль железной дороги.....	20
2. Расчет железнодорожного пути в кривых.....	22
2.1. Устройство пути в кривых.....	23
2.2. Виды вписывания экипажей в кривые.....	25
2.3. Расчет ширины рельсовой колеи.....	27
2.4. Определение оптимальной ширины колеи.....	30
2.5. Определение минимально допустимой ширины колеи..	32
2.6. Заклиненное вписывание двухосной тележки.....	33
2.7. Возвышение наружной рельсовой нити.....	34
2.8. Устойчивость экипажа против опрокидывания.....	38
2.9. Определение возвышения наружного рельса из условия обеспечения комфортабельности езды пассажиров.....	39
2.10. Нормы возвышения наружного рельса.....	41
2.11. Переходные кривые.....	42
2.12. Расчет длины и количества укороченных рельсов для внутренней нити на кривых.....	43
3. Бесстыковой путь.....	47
3.1. Особенности работы рельсовой плети.....	47
3.2. Общие вопросы расчета бесстыкового пути.....	48
3.3. Расчет условий укладки бесстыкового пути.....	52
3.4. Расчет интервалов закрепления рельсового пути.....	54
3.5. Примеры расчета бесстыкового пути.....	55
4. Расчет железнодорожного пути на прочность.....	61
4.1. Силы, действующие на путь.....	62
4.2. Расчет рельса как балки на сплошном упругом основании.....	66
4.3. Расчет напряжений на поверхности шпалы, балласта и земельного полотна.....	70
4.4. Пример расчета железнодорожного пути на прочность.....	71

5. Соединения и пересечения рельсовых путей.....	75
5.1. Классификация соединений и пересечений.....	75
5.2. Расчет обыкновенного стрелочного перевода.....	81
5.3. Расчет симметричного стрелочного перевода.....	85
5.4. Двойной перекрестный стрелочный перевод.....	86
5.5. Расчет нормального (несокращенного) съезда.....	88
5.6. Расчет сокращенного съезда.....	90
5.7. Расчеты перекрестных съездов.....	91
5.8. Расчет стрелочной улицы под углом крестовины.....	95
5.9. Стрелочные улицы под двойным углом крестовины.....	96
5.10. Расчет стрелочной улицы на основном пути.....	98
5.11. Расчет веерной стрелочной улицы.....	100
5.12. Расчет комбинированной стрелочной улицы.....	103
5.13. Расчет поворотного треугольника.....	104
5.14. Эпюра стрелочного перевода.....	106
5.15. Примеры расчета соединений и перемещений.....	107
6. Тяговые и транспортно-эксплуатационные расчеты на железных дорогах.....	109
6.1. Силы, действующие на поезд.....	109
6.2. Расчет массы состава и длины поезда.....	118
6.3. Расчет и построение диаграммы удельных равнодействующих сил.....	119
6.4. Определение скорости движения и времени хода поезда..	122
6.5. Расчет и построение кривой времени движения поезда....	125
6.6. Расчет времени хода поезда способом равновесных скоростей.....	126
6.7. Расход топлива тепловозом.....	130
6.8. Расчет электроэнергии электровозом.....	133
7. Показатели развития и эксплуатационной работы железных дорог.....	135
7.1. Показатели развития железной дороги.....	135
7.2. Основные показатели объема работы.....	136
7.3. Скорости движения грузовых поездов и перемещения грузов.....	137
7.4. Оборот, среднесуточный пробег и нагрузки вагонов....	139
7.5. Основные показатели использования локомотивов.....	143
7.6. Себестоимость перевозок.....	144



Литература.....	145
ПРИЛОЖЕНИЯ.....	146
ПРИЛОЖЕНИЕ 1. Основные характеристики локомотивов....	146
ПРИЛОЖЕНИЕ 2. Тяговые характеристики локомотивов.....	161
ПРИЛОЖЕНИЕ 3. Тяговые характеристики тепловозов с электрической передачей.....	167
ПРИЛОЖЕНИЕ 4. Тяговые характеристики электроподвижного состава постоянного тока.....	174

## Введение

При подготовке специалистов по специальности 1-70 03 02 «Мосты, транспортные тоннели и метрополитены» учебным планом предусмотрено изучение дисциплины «Путь и путевое хозяйство». Объем учебных занятий: 32 часа лекций, 16 часов практических занятий и 25 часов самостоятельной работы. По итогам изучения дисциплины предусмотрен зачет.

Дисциплина «Путь и путевое хозяйство» является комплексной и охватывает значительный объем инженерных задач по проектированию, строительству и эксплуатации железных дорог и железнодорожного транспорта. Методология решения задач излагается в теоретическом курсе, а практическое решение – на практических занятиях, при выполнении самостоятельных домашних заданий и подготовке докладов на научные конференции студентов и магистрантов.

В настоящем учебно-методическом пособии приведены основные сведения по расчету железнодорожной трассы, верхнего строения пути, скорости движения поездов и другие вопросы, связанные с актуальными проблемами железных дорог современности.

При подготовке пособия были использованы действующие нормативные документы, научные и учебные издания, справочные и учебные материалы, которые были опробованы при чтении академического курса в течение ряда лет. Компьютерный набор текста и рисунков произведен с участием студентов факультета транспортных коммуникаций.

Рецензирование учебно-методического пособия произвели доктор технических наук, профессор Белорусского государственного технологического университета Н. П. Вырко и кандидат технических наук, доцент кафедры «Железобетонные конструкции и строительные материалы» Белорусского национального технического университета Н. М. Гурбо. Их замечания были восприняты с благодарностью и учтены при окончательной доработке рукописи.

Пользуясь случаем, выражаю благодарность начальнику службы пути и тоннельных сооружений Минского метрополитена Анатолию Александровичу Сырковашу за сотрудничество с кафедрой «Строительство и эксплуатация дорог» по проблемам инновации в области путей и путевого хозяйства.

## 1. ПЛАН И ПРОДОЛЬНЫЙ ПРОФИЛЬ ЖЕЛЕЗНЫХ ДОРОГ

Положение железной дороги на местности определяется ее планом и профилем (продольным и поперечным). План и продольный профиль железной дороги являются основными характеристиками её технического проекта. От них в значительной степени зависят стоимость строительства, эксплуатационные затраты, плавность и безопасность движения поездов. Проектирование плана железной дороги ведется, как правило, совместно с проектированием профиля, комплексное решение которых закладывается в процессе трассирования железнодорожной линии.

Нормы проектирования плана и профиля железных дорог устанавливаются в зависимости от их категории (табл. 1.1).

Таблица 1.1

Категории железных дорог

Категория железной дороги	Назначение железных дорог	Расчетная годовая приведенная грузонапряженность, млн т·км/км
Скоростные	Железнодорожные магистральные линии для движения пассажирских поездов со скоростью свыше 160 и до 200 км/ч	–
Особо грузонапряженные	Железнодорожные магистрали для большего объема грузоперевозок	Свыше 50
I	Железнодорожные магистральные линии	Свыше 30 до 50
II	–//–	Свыше 15 до 30
III	–//–	Свыше 8 до 15
IV	Железнодорожные линии	До 8
	Внутристанционные соединительные и подъездные пути	Независимо от грузоподъемности

## 1.1. Трасса железнодорожной линии

**Трасса** – это разбитая на местности или нанесенная на карту линия, определяющая в пространстве (в плане и профиле) ось земляного полотна. Проекция трассы на горизонтальной плоскости является планом, проекция же на вертикальную плоскость – продольным профилем дороги. Трасса железнодорожной линии является одним из ее главнейших элементов. Вопросы выбора основного направления проектируемой железной дороги и непосредственное положение трассы на отдельных участках этого направления требует учета множества условий, основные из которых следующие:

- а) значение проектируемой линии;
- б) размеры перевозок, географическое размещение основных пунктов погрузки и выгрузки;
- в) географическое размещение и эксплуатационные условия привязки проектной линии к существующим объектам транспортных коммуникаций;
- г) топографические и геологические условия района проектируемой линии;
- д) размещение источников энергоснабжения;
- е) условия пересечения больших водотоков;
- ж) намечаемые уклоны трассирования линии и др.

Важность вопроса и многообразие факторов, влияющих на принятие решения, приводят к необходимости выбирать трассу на основании анализа сравниваемых вариантов.

- Показателями сравниваемых вариантов являются:
- коэффициент развития трассы;
  - протяженность различных ходов;
  - протяженность прямых и кривых, описанных различными радиусами;
  - величина минимального радиуса;
  - величина среднего радиуса;
  - величина руководящего уклона;
  - протяжение площадок;
  - протяжение и удельный вес уклонов различной крутизны; объем работ;
  - время хода поезда;

расход топлива и электроэнергии и др.

Трассирование железнодорожной линии на местности связано с решением множества задач, и в первую очередь с преодолением контурных, высотных и водных препятствий. Трасса в зависимости от ландшафта местности может быть проложена вольным или напряженным ходом. По возможности она должна быть прямой. Не допускается произвольное проектирование кривых.

Результат трассирования с обоснованием положения трассы на местности является исходным материалом для проектирования плана и продольного профиля железной дороги.

## 1.2. План железной дороги

*План дороги* – это проекция железнодорожной линии на горизонтальную плоскость. На плане дорога может быть в виде прямой линии или в виде кривой. Кривая может быть представлена с постоянной (круговая кривая), а также с переменной кривизной, радиус которой изменяется от  $\infty$  до  $R$ . Параметры круговой кривой (тангенс  $T$ , длина круговой кривой  $K$ , биссектриса  $B$ ) определяются по формулам:

$$T = R \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2};$$

$$K = \frac{\pi R \alpha}{180};$$

$$B = R \left( \sec \frac{\alpha}{2} - 1 \right),$$

где  $\alpha$  – угол поворота, градус.

Как видно, параметры круговой кривой зависят от величины и радиуса кривой. Угол поворота принимается при трассировании железнодорожной линии с учетом ландшафта местности. Радиус круговой кривой рекомендуется принимать с учетом категории дороги и условий местности (табл. 1.2).

Таблица 1.2

## Рекомендуемые радиусы круговых кривых

Категория дороги	Радиус кривой $R$ в плане, м			
	рекомендуемый	в трудных условиях	в особо трудных	по согласованию с БЖД
Скоростные дороги	4000–3000	2500	1200	800
Особогрузонапряженные	4000–2000	1500	1000	600
I категории	4000–2500	2000	1000	600
II категории	4000–2000	1500	800	400
III категории	4000–1200	800	600	350
IV категории (ж.-д. линии)	2000–1000	600	350	250
IV категории (подъездные пути)	2000–600	500	200	200
IV соединение путей	2000–350	250	200	200

Для точного обозначения на местности криволинейного участка трассы на кривой строят дополнительное число промежуточных точек с таким расчетом, чтобы промежутки между ними можно было бы считать прямыми. Для кривых радиусом менее 100 м этот промежуток принимают равным 5 м, при радиусах 100–500 м – 10 м, при радиусе более 500 м – 20 м.

Разбивку круговых кривых на местности производят различными методами. Среди них основными можно считать методы прямоугольных координат, углов и хорд, продолженных хорд.

При использовании метода прямоугольных координат (рис. 1.1) расчетными формулами являются

$$x = R \sin \varphi \quad \text{и} \quad y = R(1 - \cos \varphi), \quad (1.1)$$

где  $R$  – радиус круговой кривой;

$\varphi$  – угол, принятый для разбивки:

$$\varphi = \frac{180^\circ l}{2\pi R},$$

где  $l$  – длина дуги кривой.

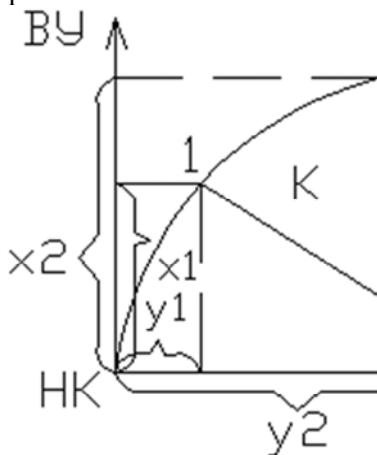


Рис. 1.1. Схема для разбивки кривых методом прямоугольных координат

Для точек  $X_1, 2, 3, \dots, n$ , расположенных на круговой кривой через равные промежутки  $l$ , прямоугольные координаты вычисляются по формулам (1.1) при применении  $2\varphi, 3\varphi$  и т. д.

На железных дорогах для обеспечения плавности движения поездов используются переходные кривые, которые могут иметь форму радиальной спирали (клотоиды, лемнискаты Бернулли, кубической параболы и т. д.).

Для переходных кривых характерным является переменное значение  $R$ : от  $\infty$  до  $R$  и от  $R$  до  $\infty$ . Для решения вопроса о переходных кривых учитывают, что

$$\frac{1}{\rho} = \frac{S}{C};$$

$$\rho = \frac{dS}{d\varphi},$$

где  $\rho$  – переменный радиус кривой;  
 $S$  – текущая длина;  
 $C$  – параметр кривой.

В декартовых координатах уравнение клотоиды имеет вид

$$x = s - \frac{S^5}{40C^2} + \frac{S^9}{3456C^4} - \dots;$$
$$y = \frac{S^3}{6C} - \frac{S^7}{336C^3} + \frac{S^{11}}{42240C^5} - \dots$$

Эти ряды сходятся достаточно быстро, а поэтому можно ограничиться первыми членами:

$$x = S;$$

$$y = \frac{S^3}{6C}.$$

Принимая  $S = x$ , получим уравнение кубической параболы:

$$y = \frac{x^3}{6C}.$$

Применимость кубической параболы считается возможной при условии

$$R \geq 2,23\sqrt{C}.$$

Минимальное расстояние между углами поворота должно удовлетворять условию

$$a > 2T + 2t + 3A_l,$$

где  $T$  – тангенс круговой кривой;

$t$  – тангенс переходной кривой;

$A_l$  – длина единицы подвижного состава.



Прямая вставка между смежными кривыми (3А) должна удовлетворять требованиям табл. 1.3.

Таблица 1.3

Длины прямых вставок

Категория железнодорожной линии	Длина прямой вставки, м			
	в нормальных условиях между кривыми, направленными		в трудных условиях между кривыми, направленными	
	в разные стороны	в одну сторону	в разные стороны	в одну сторону
Скоростные	150	150	100	100
Особо грузонапряженные	75	100	50	50
I и II	150	150	50	75
III	75	100	50	50
IV	50	50	30	30

**Разбивка переходных кривых.** Элементы переходных кривых, необходимые для их разбивки на местности, находятся в зависимости от способа разбивки. Различают следующие способы разбивки переходных кривых:

способ сдвижки круговой кривой вовнутрь;

способ введения дополнительных круговых кривых меньшего радиуса, чем радиус основной кривой;

способ смещения центра и изменение радиуса (способ Н. В. Харламова).

Способ сдвижки заключается в следующем. Для разбивки кривых по координатам необходимо знать (рис. 1.2) сдвижку  $p$  круговой кривой и расстояние  $m$  от НПК (точка  $A$ ) до тангенсного столбика  $T_0$ . Но для этого прежде всего находят  $m$  – расстояние от начала переходной кривой до нового положения тангенсного столбика  $T$ , затем определяют сдвижку  $p$ , угол  $\varphi_0$  и все координаты кривой.

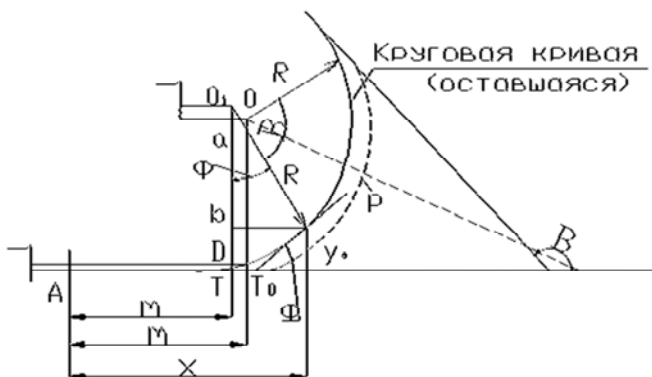


Рис. 1.2. Расчетная схема разбивки переходной кривой

Из рис. 1.2 видно, что

$$m = x_0 - R \sin \varphi_0,$$

$$p = y_0 - R(1 - \cos \varphi_0) = y_0 - 2R \sin^2 \frac{\varphi_0}{2},$$

$$m_0 = m + p \operatorname{tg} \frac{\beta}{2}.$$

Здесь  $x_0$  и  $y_0$  – координаты конца переходной кривой; угол касательной к кривой в той же точке с положительным направлением оси абсцисс равен  $\varphi$ . В случае радиоидальной спирали (рис. 1.3, 1.4)

$$\varphi_0 = \frac{\beta}{2C} = \frac{l_0}{2R}.$$

Во многих случаях значения  $m_0$  и  $p$  находят приблизительно, имея в виду, что возвышения наружного рельса прямолинейны. На отечественных дорогах переходные кривые устраивают с прямолинейными отводами. Центробежная сила, возникающая в любой точке переходной кривой, должна уравниваться центростремительной, возникающей за счет наличия возвышения наружного рельса:

$$\frac{mv^2}{\rho} = \frac{mgh}{S_1}$$

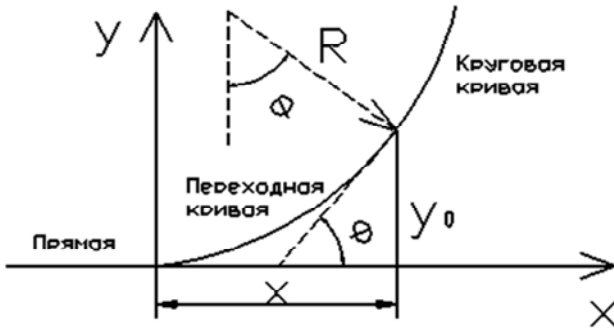


Рис. 1.3. Схема положения переходной кривой в плане

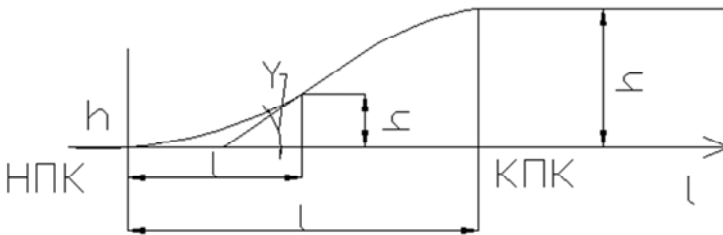


Рис. 1.4. Схема положения рельсовых нитей на переходной кривой в профиле

Это требование будет выполнено, если кривизна  $1/\rho$  пикета (ПК) будет нарастать пропорционально росту возвышения наружного рельса  $h$ , а при линейном уклоне отвода возвышения – и пропорционально длине переходной кривой

$$l = \frac{h}{i}$$

Так как

$$h = \frac{S_1}{g} \cdot \frac{v^2}{\rho},$$

то подставив в вместо  $h$  его значение, найдем, что

$$l = \frac{S_1}{ig} \cdot \frac{v^2}{\rho}. \quad (1.2)$$

Обозначим числитель через  $C$  и назовем эту величину физическим параметром переходной кривой. Тогда выражение (1.2) будет иметь вид

$$l = \frac{C}{\rho} = C k,$$

где

$$C = Rl_0,$$

$$\sin \varphi_0 \approx \varphi_0 \approx \frac{l_0}{2R},$$

$$2 \sin^2 \frac{\varphi_0}{2} \approx \frac{\varphi_0^2}{2} \approx \frac{l_0^2}{8R},$$

$$x_0 \approx l_0 \quad \text{и} \quad y_0 = \frac{l_0^3}{6C} = \frac{l_0^2}{6R}.$$

Значения  $m_0$  и  $\rho$  соответственно будут

$$m_0 \approx \frac{l_0}{2};$$

$$\rho \approx \frac{l_0^2}{24R}.$$

Возможность устройства переходных кривых длиной  $l_0$  при угле поворота линии  $\beta$  определяется тем условием, чтобы длина круговой кривой была не меньше некоторого минимума  $L_{\min}$ :

$$R(\beta - 2\varphi_0) \geq L_{\min}.$$

При этом  $L_{\min}$  определяется условием размещения в ее пределах полной колесной базы экипажа. Можно принять  $L_{\min} = 0$ , если алгебраическая разность уклонов отводов возвышения наружного рельса прилегающих друг к другу переходных кривых не будет превышать максимально допустимого (но не использованного) уклона отвода возвышения наружного рельса для каждой переходной кривой. Рекомендуемая длина переходных кривых приведена в табл. 1.4.

Таблица 1.4

Длина переходных кривых на железнодорожных линиях  
и подъездных путях

Радиус кривой, м	Особо грузонапряженных			III категории			IV категории		
	Зоны скоростей движения								
	1	2	3	1	2	3	1	2	3
4000	40	30	20	30	20	20			–
3000	60–40	40–30	20	40–30	30–20	20			
2500	80–60	50–30	20	60–40	40–30	20			–
2000	100–80	60–40	30	60–50	50–30	20	40–30	30	20
1800	100–80	60–40	40–30	80–60	50–40	30–20	50–30	30	20
1500	140–100	80–60	50–40	80–60	60–50	40–30	60–40	40–30	30
1200	140–120	100–80	60–50	100–80	80–60	40–30	60–50	50–30	30
1000	160–120	120–100	70–50	120–100	80–60	50–40	80–60	50–40	30
800	160–140	140–100	80–50	140–100	100–80	50–40	90–60	60–50	40–30
700	160–140	140–120	80–60	160–120	110–90	60–50	120–80	60–50	40–30
600	160–130	140–120	100–60	160–120	120–100	60–50	120–80	80–60	50–40
500	160–120	140–120	120–70	160–120	130–100	80–60	120–100	90–70	60–40
400	160–120	140–120	140–80	140–100	140–100	80–60	120–100	110–80	60–50
350	140–100	140–100	140–80	140–100	130–100	100–60	120–100	120–80	80–50
300	140–100	140–100	120–80	140–100	120–100	120–80	120–80	120–80	80–60
250	120–90	140–100	140–100	120–80	140–100	120–100	120–80	120–80	80–60
200	–	–	–	–	–	–	100–80	100–80	80–60

Продольный профиль пути следует проектировать элементами возможно большей длины при наименьшей алгебраической разности уклонов смежных элементов. Длина элементов профиля, как правило, не должна быть менее половины полезной длины приемоотправочных путей, принятой на перспективу, а на внутростанционных соединительных и подъездных путях IV категории – полови-

ны длины поезда или состава, передаваемого маневровым порядком, но не менее 100 м. Алгебраическая разность уклонов смежных элементов профиля не должна превышать значений  $\Delta i_n$ , приведенных в знаменателе табл. 1.5.

Таблица 1.5

Требования к сопряжению элементов продольного профиля

Категория железнодорожной линии, подъездного пути	Наибольшая алгебраическая разность уклонов смежных элементов профиля $\Delta i_n$ , ‰ (числитель), и наименьшая длина разделительных площадок и элементов переходной крутизны $I_n$ , м (знаменатель), при полезной длине приемоотправочных путей, м			
	850	1050	2·850 = 1700	2·1050 = 2100
	Рекомендуемые нормы			
Скоростная	6/250	4/300	–	–
Особогрузонапряженная	–	3/250	3/250	3/400
I	6/200	4/250	3/250	3/300
II	8/200	5/250	4/250	3/300
III	13/200	7/200	7/250	4/253
IV	13/200	3/200	3/250	–
	Допускаемые нормы			
Скоростная	10/250	9/300	–	–
Особогрузонапряженная	–	10/200	5/250	4/300
I	13/200	10/200	5/250	4/300
II	13/200	10/200	6/250	4/250
III	13/200	10/200	8/250	6/250
IV	20/200	10/200	10/200	–

При большей разности уклонов смежные элементы следует сопрягать посредством разделительных площадок и (или) элементов переходной крутизны, длина которых при указанных значениях  $\Delta i_n$  должна быть не менее значений  $I_n$ , приведенных в табл. 1.5. При алгебраической разности уклонов менее  $\Delta i_n$  длину разделительных площадок и элементов переходной крутизны допускается пропорционально уменьшать, но не менее чем до 25 м. Уменьшенную длину элементов следует определять по формуле

$$I = I_n \frac{\Delta i_1 + \Delta i_2}{2\Delta i_n},$$

где  $\Delta i_1$ ,  $\Delta i_2$  – алгебраические разности уклонов, ‰, по концам элемента профиля, причем  $\Delta i_1, \Delta i_2 \leq \Delta i_n$ .

Допускаемые нормы, указанные в табл. 1.5, следует применять: в углублениях профиля (ямах), ограниченных хотя бы одним тормозным спуском;

на уступах, расположенных на тормозных спусках;

на возвышениях профиля (горбах), расположенных на расстоянии менее удвоенной полезной длины приемоотправочных путей (расчетной длины поезда) от подошвы тормозного спуска.

Временные участки трассы проектируются по нормам железных дорог IV категории при полезной длине приемоотправочных путей 850 м.

При проектировании подъездных путей и временных участков в трудных условиях алгебраическую разность уклонов  $\Delta i_n$  допускается увеличивать до 30 % при длине элементов профиля  $I_n$  не менее 150 м. Смежные элементы продольного профиля следует сопрягать в вертикальной плоскости кривыми радиусом  $R_v$ , км:

20 – на скоростных линиях;

15 – на линиях I и II категорий;

10 – на особо грузонапряженных линиях и линиях III категории;

5 – на железных дорогах IV категории.

При проектировании дополнительных главных путей и усиления (реконструкции) существующих железных дорог в трудных условиях, а также подъездных путей допускается уменьшать радиусы вертикальных кривых до, км:

15 – на скоростных линиях;

10 – линиях I и II категорий;

5 – на особо грузонапряженных линиях и линиях III категории;

3 – на железных дорогах IV категории.

При алгебраической разности уклонов элементов – менее 2,0 ‰ при  $R_v = 20$  км; 2,3 ‰ при  $R_v = 15$  км; 2,8 ‰ при  $R_v = 10$  км; 4,0 ‰ при  $R_v = 5$  км и 5,2 ‰ при  $R_v = 3$  км. Вертикальные кривые допускается не предусматривать. Вертикальные кривые следует размещать вне переходных кривых, а также вне пролетных строений мостов и путепроводов с безбалластной проезжей частью. При этом наименьшее расстояние  $T$  от переломов продольного профиля до начала или конца переходных кривых и концов пролетных строений следует определять по формуле

$$T = R_E \Delta_i / 2, \text{ м,}$$

где  $\Delta i$  – алгебраическая разность уклонов на переломе профиля, ‰.

При проектировании внутристанционных соединительных и подъездных путей IV категории в трудных условиях перелома продольного профиля допускается располагать вне зависимости от размещения переходных кривых.

### 1.3. Продольный профиль железной дороги

Продольный профиль трассы, называемый проектной линией, представляет собой развертку трассы на вертикальную плоскость. Элементы (отрезки, плавно соединенные между собой) продольного профиля пути характеризуются крутизной, протяжением и способом сопряжения в месте их соединения. Для поезда, движущегося от низшей точки к высшей, уклон является подъемом, и наоборот, если поезд движется от высшей точки к низшей (спускается), то уклон этого поезда будет спуском. Горизонтальный участок без подъемов и спусков называется площадкой. При расстоянии между точками А и Б (рис. 1.5), равном 500 м, и превышении точки Б над точкой А на 4,5 м величина крутизны уклона линии АБ будет равна девяти тысячным ( $4,5 : 500 = 0,009$ ).

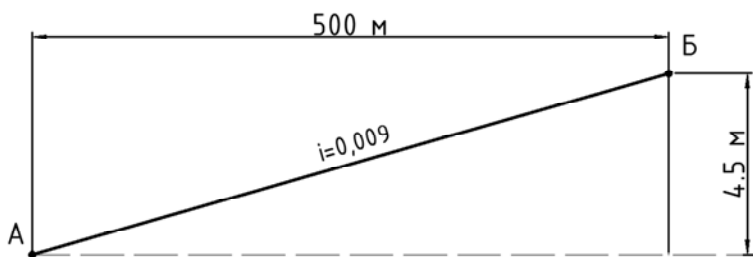


Рис. 1.5. Схема определения уклона

Другими словами, если на каждый метр длины путь повышается или понижается на 9 мм, то такой уклон равняется девяти тысячным. Величину уклона обозначают десятичной дробью – 0,003; 0,006; 0,009 и т. д.

Преодоление подъема вызывает дополнительное сопротивление движению поезда. Чем круче подъем, тем больше это сопротивление, поэтому при расчете массы поезда, который может пройти по участку пути, учитывается влияние наиболее крутых подъемов, имеющих на данном участке или направлении.



Наибольший затяжной подъем на участке, по величине которого устанавливается расчетная масса грузового поезда при одиночной тяге и расчетно-минимальной скорости для данного локомотива, называется *руководящим уклоном*.

Руководящий уклон новой железной дороги должен выбираться на основании технико-экономических расчетов в зависимости от топографических условий местности, размера, характера и темпа роста перевозок на перспективу во взаимосвязи с расчетной массой поездов, мощностью локомотивов и основными параметрами проектируемой дороги, а также с учетом массы поездов, полезных значений длины станционных путей и уклонов примыкающих железнодорожных линий.

На новых железнодорожных линиях руководящий уклон в грузовом направлении не должен превышать:

- 9 ‰ – на особо грузонапряженных линиях;
- 12 ‰ – на линиях I категории;
- 15 ‰ – на линиях II категории;
- 20 ‰ – на линиях III категории;
- 30 ‰ – на линиях IV категории.

В трудных условиях допускается применять более крутые руководящие уклоны. При усиленной (двойной, тройной) тяге допускаемый (круче руководящего) уклон может быть 40 ‰. Наибольшая крутизна спусков и их протяженность должны обеспечивать безопасность движения, исходя из условий работы тормозных средств поезда.

Для построения продольного профиля (рис. 1.6) используют данные технических изысканий и геодезических съемок. На продольный профиль наносят отметки земной поверхности по оси будущей линии, называемые отметками земли или черными отметками. *Отметка* – это высота точки над уровнем Балтийского моря. Отметки земли вписывают на продольном профиле на всех пикетах и характерных точках перелома земной поверхности, затем отмечают (накалывают) профиль, в вертикальном масштабе 1 : 1000 (в 1 см – 10 м), и откладывают отметки точек земли. Смежные концы отложенных отрезков соединяют. Полученная ломаная линия и будет профилем местности по оси трассы. На профиль наносят проектную линию, представляющую собой профиль бровки земляного полотна железной дороги.

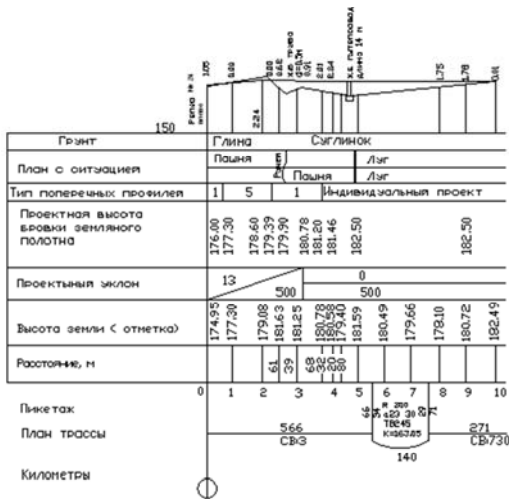


Рис. 1.6. Схема железнодорожной кривой с переходными кривыми

В графе «Проектный уклон» над отрезками пишут уклон в тысячных, внизу – длину в метрах.

В графе «Проектная высота (отметка) бровки земляного полотна» записывают проектные, или красные, отметки проектной линии. Для того чтобы знать глубину выемки и высоту насыпи, находят рабочие отметки, равные разности проектной и черной отметок точки. Если черные отметки выше проектных, то в этой точке будет выемка, а если наоборот – насыпь. Высоту насыпи указывают на продольном профиле над проектной линией, а глубину выемок – под ней. На продольном профиле указывают грунты, ситуацию местности и типы поперечных профилей земляного полотна.

## 2. РАСЧЕТ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ПУТИ В КРИВЫХ

Особенности вписывания подвижного состава в кривые пути и динамика его воздействия на верхнее строение приводят к необходимости производить специальные расчеты. Они сводятся к определению ширины рельсовой колеи в кривых, возвышению наружной нити рельсов над внутренней, устройства переходных кривых и некоторых других параметров.

## 2.1. Устройство пути в кривых

Устройство рельсовой колеи тесно связано с конструкцией и размерами колесных пар подвижного состава. Колесная пара (рис. 2.1) состоит из стальной оси, на которую наглухо насажены колеса, имеющие гребни для предотвращения схода с рельсов. Для того чтобы каждая колесная пара не могла поворачиваться вокруг вертикальной оси, жесткой рамой тележек колесные пары вагона или локомотива соединяют по две и более.

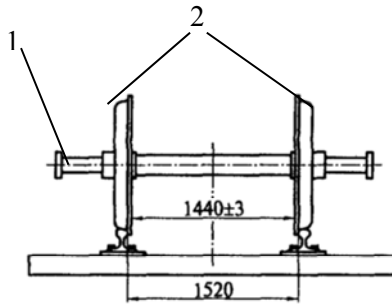


Рис. 2.1. Колесная пара на рельсовой колее:  
1 – ось колесной пары; 2 – колеса подвижного состава

Расстояние между крайними осями колесных пар, соединенных рамой, называется жесткой колесной базой, а между крайними осями вагона или локомотива – полной колесной базой (рис. 2.2).

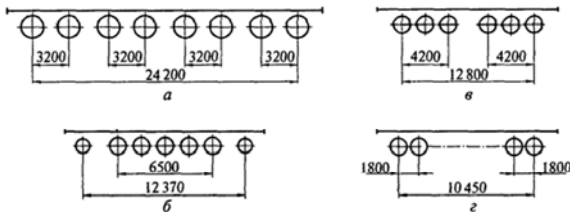


Рис. 2.2. Жесткая и полная колесные базы:  
а – электровоза ВЛ8; б – одной секции тепловоза ТЭЗ; в – паровоза серии ФД;  
г – четырехосного полувагона

Жесткое соединение колесных пар обеспечивает их устойчивое положение на рельсах, но в то же время затрудняет прохождение в кривых малого радиуса, где возможно их заклинивание.

Поверхность катания колес подвижного состава в средней части имеет конусность 1 : 20, которая обеспечивает более равномерный износ, большее сопротивление горизонтальным силам, направленным поперек пути, меньшую чувствительность к его неисправностям и препятствует появлению желоба на поверхности катания, затрудняющего прохождение колесных пар по стрелочным переводам. В соответствии с этим рельсы также устанавливаются с уклоном 1 : 20, что при деревянных шпалах достигается за счет клинчатых подкладок, а при железобетонных – соответствующим наклоном поверхности шпал в зоне опирания рельсов.

Расстояние между внутренними гранями головок рельсов называется *шириной колеи*. Эта ширина складывается из расстояния между колесами (1400 мм ± 3 мм), двух толщин гребней (от 25 до 33 мм) и зазоров между колесами и рельсами, необходимых для свободного прохождения колесных пар. Для нормального вписывания тележек вагонов и локомотивов в кривые рельсовой колеи с малым радиусом необходимо, чтобы ее ширина была несколько больше, чем на прямых участках. При этом ширина колеи должна:

обеспечивать невозможность заклинивания вписывания экипажей в кривые, т. е. быть не меньше минимально допустимой;

обеспечивать невозможность провала колес между рельсовыми нитями, т. е. быть не больше максимально допустимой;

обеспечивать наименьшее сопротивление движению поезда, минимальный износ рельсов и колес, искажение колес.

Ширина нормальной (широкой) колеи в прямых и кривых участках пути с радиусом более 349 м принята 1520 мм с допуском в сторону уширения 6 мм и в сторону сужения 4 мм, а на участках со скоростью движения до 50 км/ч – 10 мм с допуском в сторону уширения. На кривых с радиусом не более 299 м ширина колеи 1535 мм, а при радиусах 300–349 м – 1530 мм.

В соответствии с Правилами технической эксплуатации (ПТЭ) верх головок рельсов обеих нитей пути на прямых участках должен быть в одном уровне. На всем протяжении прямых участков пути одну рельсовую нить разрешается сооружать на 6 мм выше другой.

При строительстве пути стыки на обеих рельсовых нитях располагают точно один против другого по наугольнику, что по сравнению с расположением стыков вразбежку уменьшает число ударов колесных пар о рельсы, а также позволяет заготавливать и с помощью путеукладчиков менять рельсовую решетку целыми звеньями.

## 2.2. Виды вписывания экипажей в кривые

В зависимости от геометрического соотношения размеров: ширины колеи  $S$ , жестких баз  $L$ , колесных пар  $q$ , радиуса кривой  $R$  возможны две крайние установки тележек экипажа в круговых кривых.

Первая – при достаточной ширине колеи задняя колесная пара будет стремиться занять радиальное положение, при этом полюс вращения  $O$  будет находиться на задней оси задней колесной пары. Такая установка тележки возможна при свободном вписывании (рис. 2.3).

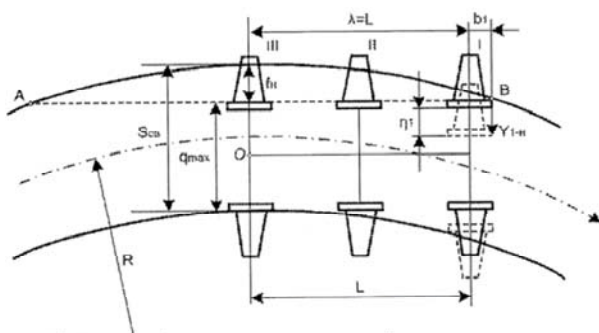


Рис. 2.3. Схема свободного вписывания трехосной тележки в кривую

При свободном вписывании имеет место одна направляющая горизонтальная сила  $y_1$  в точке  $B$  (см. рис. 2.3). В результате этого наблюдается минимальное силовое воздействие ходовых частей подвижного состава колеи, а следовательно, наименьший износ рельсов и колес, а также уменьшаются затраты энергии на движение, поэтому свободное вписывание должно быть обеспечено для массового вида экипажей – вагонов.

Вторая – крайняя установка экипажей – при минимальной теоретически возможной ширине колеи. При этом полюс вращения  $O$  находится посередине жесткой базы. Такая установка тележки экипажа возможна при заклиненном вписывании. В этом случае колесные пары жесткой базы тележки не имеют никакой поперечной свободы, вследствие чего создаются особо неблагоприятные условия взаимодействия подвижного состава и рельсовой колеи. При

двухосных тележек поперечные горизонтальные силы  $y_{2-н}$ ,  $y_{1-н}$ ,  $y_{2-вн}$ ,  $y_{1-вн}$  соответственно будут иметь место в точках  $A$ ,  $B$ ,  $C$ ,  $D$  (рис. 2.4), при трехосных  $y_{3-н}$ ,  $y_{1-н}$ ,  $y_{2-вн}$  – соответственно в точках  $A$ ,  $B$ ,  $C$  (рис. 2.5). В нормальных условиях эксплуатации заклиненное вписывание не допускается.

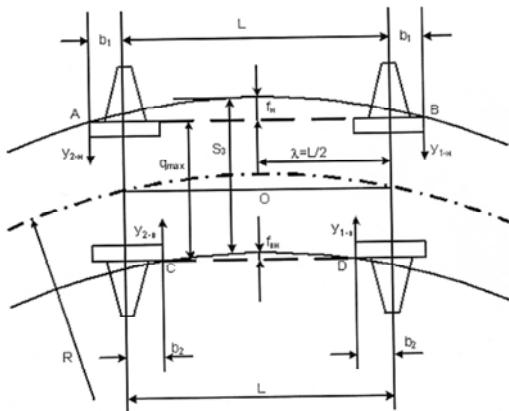


Рис. 2.4. Схема заклиненного вписывания двухосной тележки

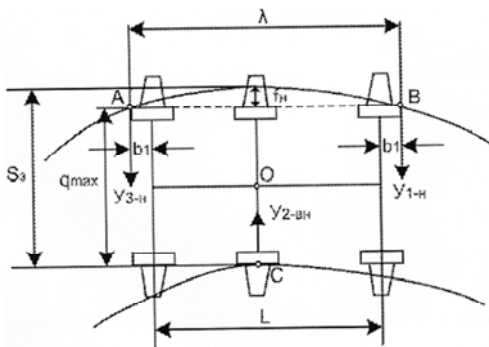


Рис. 2.5. Схема заклиненного вписывания трехосной тележки без поперечных разбегов осей

Промежуточное положение жесткой базы тележки между свободным и заклиненным (рис. 2.6) вписыванием характеризует принудительное вписывание. В этом случае полюс вращения  $O$  будет находиться между осью задней колесной пары и серединой жесткой базы. Направляющие горизонтальные силы находятся в точках  $B$ ,  $C$ .

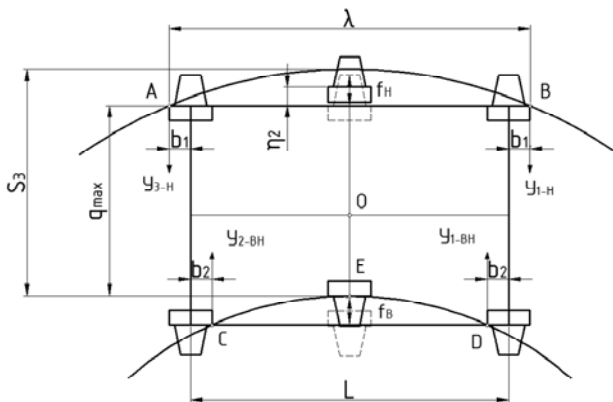


Рис. 2.6. Схема заклиненного вписывания трехосной тележки с поперечными разбегами осей

Принудительное вписывание допускается в основном для длиннобазовых экипажей – локомотивов.

### 2.3. Расчет ширины рельсовой колеи

Ширина колеи в кривой определяется расчетом вписывания экипажа в кривую исходя из следующих двух условий:

ширина колеи должна быть оптимальной – обеспечивать минимальное сопротивление движению поездов и минимальный износ рельсов и колес, не допускать искажения положения колеи в плане, не превышать максимальную допустимую величину;

ширина колеи не должна быть меньше минимально допустимой, т. е. не должна допускать заклинивания ходовых частей между рельсовыми нитями.

Различают вписывание геометрическое и динамическое, свободное, принудительное и заклиненное.

При всех видах вписывания ширину рельсовой колеи можно определить по общей формуле

$$S = q_{\max} + f_H - f_B + 4 - \sum n,$$

где  $q_{\max}$  – максимальная ширина колесной пары, мм;

$f_n$  – наружная стрела изгиба рельсовой нити, отсчитываемая от хорды, проведенной от точки касания набегающего колеса по линии рабочих гребней колес, мм;

$f_v$  – внутренняя стрела изгиба рельсовой нити, отсчитываемая от хорды, проведенной от точки касания колес с внутренней нитью кривой, мм;

4 мм – допуск на сужение рельсовой колеи;

$\sum n$  – сумма поперечных разбегов осей, мм.

Величины  $f_n$  и  $f_v$  определим из рис. 2.7.

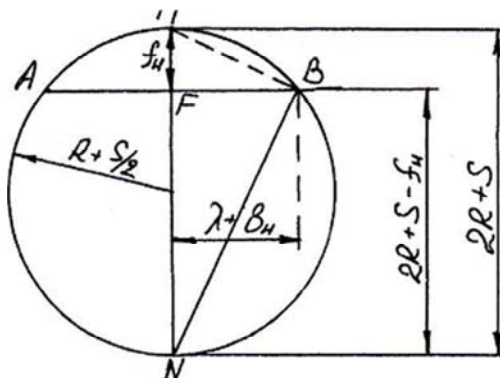


Рис. 2.7. Схема определения стрелы изгиба наружного рельса

Для вывода формулы кривую  $AB$  построим до окружности радиусом  $R + S/2$ . Из рис. 2.7 видно, что  $FB = \lambda + b_n$  представляет собой перпендикуляр, опущенный из точки  $B$  окружности на диаметр  $(2R + S)$ , и поэтому является средним пропорциональным между отрезками диаметра  $NF$  и  $FM$ . В связи с этим можно записать

$$FM/FB = FB/FN$$

или

$$f_n/(\lambda + b_n) = (\lambda + b_n) / (2R + S - f_n),$$

откуда

$$f_n = (\lambda + b_n)^2 / (2R + S - f_n).$$



Пренебрегая в знаменателе величинами  $S$  и  $f_n$  из-за их малости по сравнению с  $2R$ , найдем

$$f_n = (\lambda + b_n)^2 / 2R, \quad (2.1)$$

где  $\lambda$  – расстояние от центра вращения экипажа до геометрической оси первого колеса, мм;

$b_n$  – расстояние от геометрической оси первой колесной пары до точки касания гребня колеса с рельсом (рис. 2.8), мм;

$R$  – радиус заданной кривой, мм.

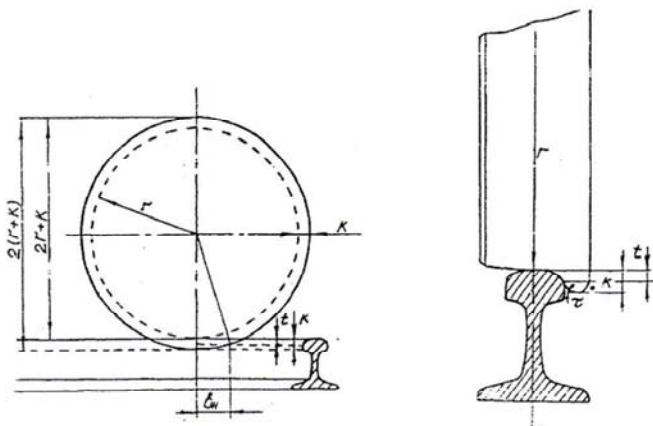


Рис. 2.8. Схема к определению расстояния от геометрической оси первой колесной пары точки касания гребня колеса с рельсом

Величину  $b_n$  Г. М. Шахуняц рекомендует определять для самого неблагоприятного случая с точки зрения определения  $S_{\text{опт}}$  по следующей формуле:

$$b_n = \lambda(r + t) \operatorname{tg} \tau / (R + S/2 - (r + t) \operatorname{tg} \tau), \quad (2.2)$$

где  $r$  – радиус катания колеса;

$t$  – расстояние от поверхности среднего круга катания головки рельса до точки прижатия гребня к рельсу, принимаемое равным 10 мм;

$\tau$  – угол наклона внутренней образующей гребня к горизонту (рис. 2.8);

$S$  – ширина колеи, принимаемая 1520 мм.

Внутренняя стрела изгиба

$$f_B = (\lambda - b_B)^2 / 2R. \quad (2.3)$$

Здесь в свою очередь размер  $b_B$  для изношенных колес может быть определен по формуле

$$b_B = \lambda(r + t)\text{tg}\tau / ((R - S_{\max}/2) + (r + t)\text{tg}\tau).$$

Величина забега  $b_B$  и  $b_H$  при углах набегания колеса на рельс  $\beta < 2$  может быть определена по приближенной формуле

$$b_B, b_H = \lambda r \text{tg}\tau / R_1, \quad (2.4)$$

где  $\lambda$ ,  $\tau$ ,  $r$  – имеют прежде обозначенный смысл;

$R_1$  – радиус той нити кривой, для которой вычисляется величина  $b_B$  или  $b_H$ .

Следует заметить, что положение экипажа внутри колеи определяется не только размером но и скоростью его движения: с увеличением скорости последняя ось перемещается к наружной рельсовой нити. Одновременно меняется и положение центра поворота экипажа.

## 2.4. Определение оптимальной ширины колеи

Для экипажа с двухосными и трехосными жесткими базами без поперечных разбегов (см. рис. 2.4 и 2.5) оптимальная ширина колеи определяется по формуле

$$S_{\text{опт}} = q_{\max} + f_H + 4 \leq S_{\max}, \quad (2.5)$$

где  $q_{\max}$  – максимальная ширина колесной пары;

$S_{\max}$  – максимальная ширина рельсовой колеи в кривых, принимается 1535 мм.

Для экипажей с двухосной и трехосной жесткой базой, имеющих конечные разбеги осей (рис. 2.9 и 2.10), оптимальная ширина колеи

$$S_{\text{опт}} = q_{\max} + f_H + 4 - \sum n, \quad (2.6)$$

где  $\sum n$  – сумма поперечных разбегов осей, мм.

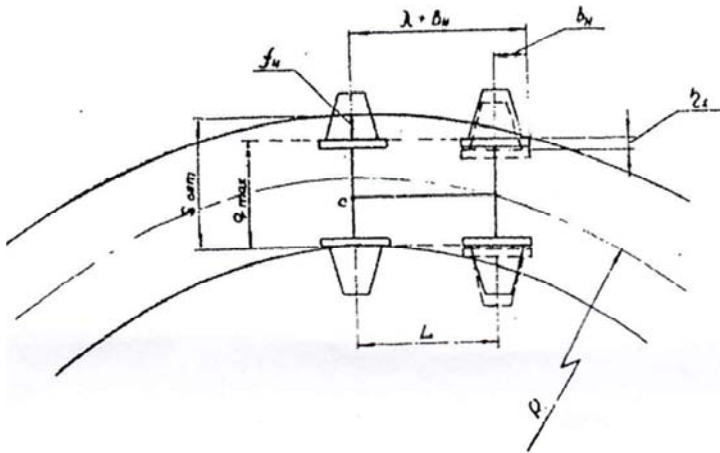


Рис. 2.9. Схема свободного вписывания экипажа с двухосной жесткой базой с поперечными разбегами осей

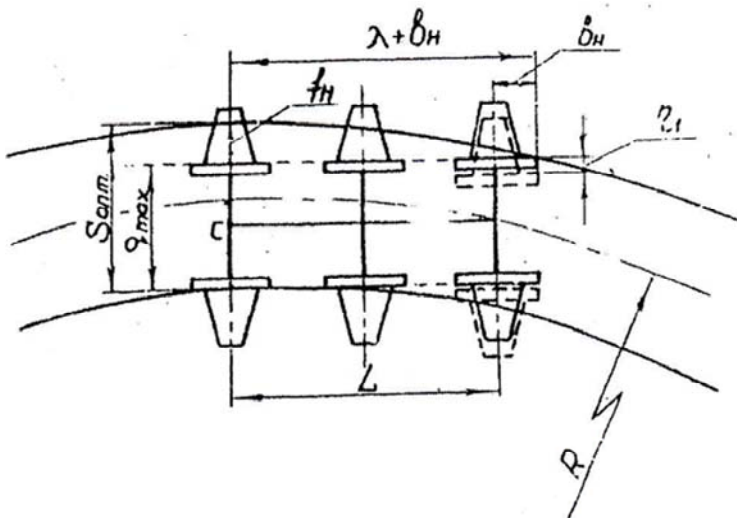


Рис. 2.10. Схема свободного вписывания экипажа с трехосной жесткой базой с поперечными разбегами осей

В данном случае  $f_n$  определяется по формуле (2.1), а  $b_n$  – по формуле (2.2) или (2.3). Радиус кривой принимается по наружной кривой. По формулам (2.5) и (2.6) можно определить  $S_{\text{онт}}$  для любого количества осей в тележке, но следует помнить, что величина  $\lambda$  – это расстояние от центра поворота экипажа до геометрической оси первого колеса. Кроме того:

во всех случаях определения расчетом ширина рельсовой колеи не должна превышать максимальной ширины колеи  $S_{\text{max}} = 1535$  мм;

если расчетная ширина колеи  $S_{\text{онт}} > S_{\text{max}}$ , то следует перейти к определению минимально допустимой ширины колеи;

если расчетная ширина колеи  $S_{\text{онт}}$  получается меньше нормальной ширины на прямом участке пути ( $S = 1520$  мм), то это будет означать, что конструктивные размеры и особенности ходовых частей рассматриваемого экипажа позволяют ему проходить кривую данного радиуса без уширения ее колеи. В таком случае ширина колеи принимается по ПТЭ в зависимости от величины радиуса.

## 2.5. Определение минимально допустимой ширины колеи

За расчетную схему определения минимально допустимой ширины колеи принимают схему заклиненного вписывания экипажа, при которой наружные колеса крайних осей жесткой базы своими ребрами упираются в наружный рельс кривой, а внутренние колеса средних осей – в рельс внутренней нити. Центр поворота экипажа находится посередине жесткой базы либо стремится занять это положение.

Для того чтобы снизить силы трения, возникающие при движении экипажа по кривой в случае заклиненного вписывания, необходимо к ширине рельсовой колеи прибавить зазор  $\delta_{\text{min}}$  между боковой рабочей гранью рельса и гребнем на прямом участке пути, потому что заклиненное вписывание в эксплуатации допустить нельзя. При этом:

во всех случаях минимально допустимая ширина рельсовой колеи не должна превышать максимальной ширины колеи  $S_{\text{max}} = 1535$  мм;

если полученная расчетом ширина колеи получится больше максимальной, то это значит, что данная кривая без специальных устройств в виде контррельсов не может обеспечить прохождение рассматриваемого экипажа;

если расчетная ширина колеи получится меньше нормальной  $S = 1520$  мм, то это будет означать, что конструктивные размеры и особенности ходовых частей позволяют подвижному составу проходить кривую данного радиуса без уширения колеи.

Рассмотрим случай определения минимально допустимой ширины рельсовой колеи из условий вписывания двух трехосных тележек без разбегов и с разбегами, т. е. когда  $\sum n = 0$  и  $\sum n \neq 0$ .

## 2.6. Заклиненное вписывание двухосной тележки

Ширина рельсовой колеи, необходимая для обеспечения заклиненного вписывания двухосной тележки без разбегов (рис. 2.11) в кривую:

$$S_3 = q_{\max} + f_n + f_{\text{вн}} + 4. \quad (2.7)$$

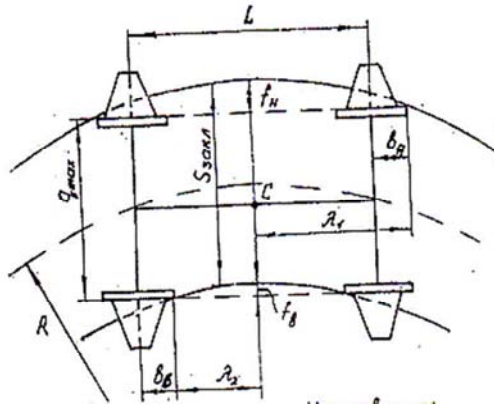


Рис. 2.11. Схема заклиненного вписывания экипажа с двухосной жесткой базой без поперечных разбегов осей

С учетом разбегов (рис. 2.12) формула (2.7) примет вид

$$S_3 = q_{\max} + f_n + f_{\text{вн}} + 4 - \sum n. \quad (2.8)$$

Для определения минимально допустимой ширины колеи в формулах (2.7) и (2.8) следует прибавить зазор  $\delta_{\min}$ .

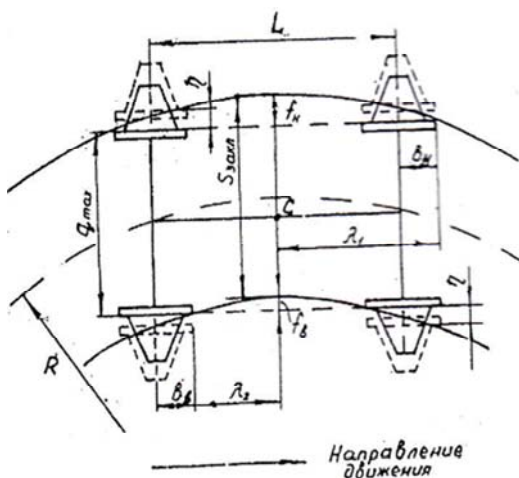


Рис. 2.12. Схема заклиненного вписывания экипажа двухосной жесткой базы с поперечными разбегами осей

В приведенных формулах  $f_n$  и  $f_b$  определяются из выражений (2.1) и (2.3) с учетом того, что  $\lambda = L/2$ , т. е.

$$\begin{aligned} f_n &= (L + 2 b_n)2/8R_n; \\ f_b &= (L - 2 b_b)2/8R_n; \\ b_n &\approx b_b = L \operatorname{tg} \tau (2R_{(нв)}), \end{aligned} \quad (2.9)$$

где  $L$  – длина жесткой базы, мм.

## 2.7. Возвышение наружной рельсовой нити

При проходе подвижного состава по кривой возникает центробежная сила, стремящаяся опрокинуть экипаж наружу кривой. Опрокидывание может произойти только в исключительных случаях, однако центробежная сила неблагоприятно действует на пассажиров, вызывает распределение вертикальных давлений на рельсы обеих нитей и перегруз наружной нити. Также центробежная сила вызывает дополнительное воздействие на путь при вписывании экипажа в кривую. Это влечет за собой усиленный износ рельсов наружной нити. Кроме того, большие поперечные силы вызывают раскантовку рельсов, уширение рельсовой колеи, расстройство положения пути в плане.

Во избежание указанных явлений устраивают возвышение наружной рельсовой нити над внутренней. За счет наклона полотна железнодорожного пути нейтрализуются негативные последствия действия центробежных сил в кривых.

Величина возвышения определяется исходя из двух требований:

1) обеспечения одинакового вертикального износа обоих рельсов в кривых, характеризуемого одинаковым давлением колес на наружную и внутреннюю рельсовые нити;

2) создания комфортабельности езды пассажиров, характеризуемой допускаемым непогашенным ускорением.

Для обеспечения одинакового вертикального износа обеих нитей необходимо, чтобы сумма нормальных давлений от всех поездов на наружную нить (или нормальных реакций  $E_n$  на эти давления) равнялась сумме нормальных давлений от тех же поездов на внутреннюю нить (или ее нормальная реакция  $E_v$  на эти давления). При этом и боковые силы, передаваемые на наружную рельсовую нить, не будут чрезмерными.

Таким образом, необходимо, чтобы соблюдалось условие (рис. 2.13)

$$\sum E_n = \sum E_v .$$

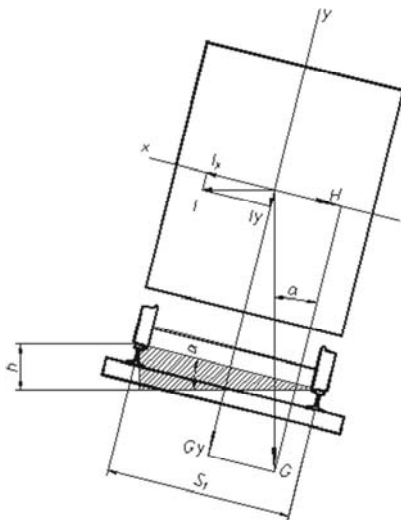


Рис. 2.13. Положение экипажа в кривой с возвышением наружного рельса

Центробежная сила  $Y$  при движении экипажа массой  $m$  по кривой радиусом  $R$  со скоростью  $v$  будет определяться выражением

$$J = \frac{G v^2}{g R};$$

где  $G$  – вес экипажа;

$g$  – ускорение силы тяжести.

Горизонтальная составляющая веса экипажа при наличии в кривой возвышения наружного рельса  $h$

$$H = J \cos \alpha - G \sin \alpha.$$

Запишем уравнение моментов относительно середины колеи (точка  $A$  на рис. 2.9) сил веса  $G$  экипажа и центробежной силы  $J$ , передающихся на рельсы через одну колесную пару, и нормальных реакций рельсов  $E_H$  и  $E_B$  (моменты от боковых реакций рельсов  $T_H$  и  $T_B$  равны нулю, так как плечи этих сил равны нулю):

$$(J \cos \alpha - G \sin \alpha) a = (E_H - E_B) \frac{S}{2},$$

где  $a$  – расстояние от центра тяжести экипажа до уровня головок рельсов;

$S$  – расстояние между осями рельсов.

Из-за малости угла  $\alpha$   $\cos \alpha \approx 1$ ,  $\operatorname{tg} \alpha \approx \sin \alpha = \frac{h}{S}$ ,

тогда

$$E - E = \frac{2a}{S} \left( J - G \frac{h}{S} \right) - 0.$$

Так как  $\frac{2a}{S} \neq 0$ ,  $J - G \frac{h}{S} = 0$ .

Подставив вместо  $J$  и  $G$  их значения, получим



$$m \left( \frac{v^2}{R} - g \frac{h}{S} \right) = 0.$$

Откуда при  $m \neq 0$

$$h = \frac{Sv^2}{gR}.$$

Для многих экипажей будем иметь

$$\sum J - \sum G \frac{h}{S} = \frac{\sum Gv^2}{gR} - \sum G \frac{h}{S} = 0,$$

откуда

$$h = \frac{Sv^2}{gR}; \quad v = \sqrt{\frac{\sum Gv^2}{\sum G}}.$$

Скорость  $v$  называется средней квадратической, взвешенной по тоннажу. При  $S = 1,6$  м,  $g = 9,81$  м/с<sup>2</sup> получим

$$h = 0,163 \frac{v^2}{R}.$$

При выражении  $v$  – в километрах в час, а  $h$  – в миллиметрах

$$h = 1,25 \frac{v^2}{R}.$$

Для ширины колеи 1435 мм ( $S = 1,5$  м) будем иметь

$$h = 11,8 \frac{v^2}{R}.$$

Рассмотренная схема не учитывает ряд особенностей экипажа: рессорное подвешивание, его положение в рельсовой колее (несовпадение оси пути и экипажа), воздействие на расчетный экипаж других подвижных единиц, находящихся в поезде, воздействие боковых сил, поэтому к расчетному возвышению рекомендуется вводить поправку  $\Delta h$ , включающую три и более составляющие:

$$\Delta h = e_1 + e_2 + e_3,$$

где  $e_1$  – поправка, учитывающая влияние эксцентриситета расположения колесных пар в рельсовой колее и смещение его за счет рессорного подвешивания;

$e_2$  – поправка, учитывающая влияние силы тяги и сопротивление движению поездов;

$e_3$  – поправка, учитывающая влияние сил ветра.

## 2.8. Устойчивость экипажа против опрокидывания

Принятое возвышение наружного рельса должно быть проверено на опрокидывание экипажей в кривых.

Устойчивость экипажа против опрокидывания оценивается коэффициентом (рис. 2.14)

$$n = \frac{S}{2e}.$$

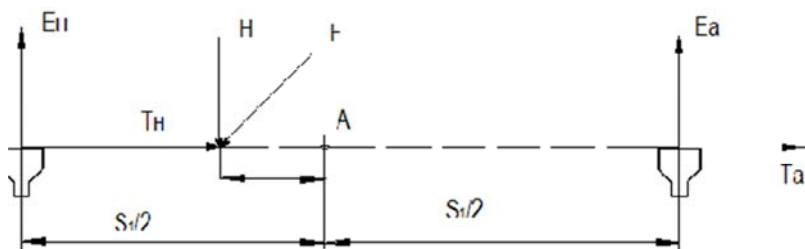


Рис. 2.14 Схема сил, действующих на колесную пару, при оценке устойчивости экипажа против опрокидывания

Эксцентриситет  $e$  относительно середины колеи (точка  $A$ ) равнодействующих  $F$  всех сил, действующих на колесную пару экипажа, нормальная составляющая которой  $N = E_H + E_B$ , найдем из уравнения моментов относительно точки  $A$ :

$$Ne + \frac{S}{2}(E_B - E_H) = 0;$$

$$e = \frac{(E_H - E_B)S}{2(E_H + E_B)},$$

откуда

$$n = \frac{(E_H + E_B)}{(E_H - E_B)}.$$

Значения  $E_H$  и  $E_B$  зависят от скорости движения; их находят из условий равновесия (см. рис. 2.14), используя уравнение моментов относительно точки  $A$  и уравнение проекций сил на нормаль к касательной к поверхности катания головок рельсов.

В обычной метеорологической обстановке, при которой влияние ветра на устойчивость экипажа незначительно, при исправных пути и подвижном составе  $n \geq 3$ . Для относительно редких случаев сильных ветров ограничивают допустимую скорость движения поездов, а иногда и допустимость самого движения.

## **2.9. Определение возвышения наружного рельса из условия обеспечения комфортабельности езды пассажиров**

Многолетний опыт использования железных дорог и многочисленные исследования показывают, что большие значения непогашенных горизонтальных ускорений вызывают у пассажиров неприятные ощущения. Величина возвышения наружного рельса, вычисленная по средневзвешенной скорости, очевидно, будет недостаточной для гашения центробежных ускорений, возникающих при прохождении по кривой пассажирских поездов. Требуется установить такое возвышение, чтобы величина непогашенного ускорения, возникающая при прохождении поезда с максимальной скоростью, не превышала допустимой величины:

$$\frac{v_{\max}^2}{R} - \frac{gh}{S} \leq a_{\text{нд}},$$

откуда

$$h = \frac{v^2 S}{Rg} - \frac{S}{g} a_{\text{нд}}.$$

Здесь  $a_{\text{нд}}$  – допустимая величина непогашенного центробежного ускорения. Согласно нормативам  $a_{\text{нд}}$  для пассажирских поездов принимается равным 0,7 (в отдельных случаях  $a_{\text{нд}} = 1,0$ ), а для грузовых поездов  $a_{\text{нд}} = \pm 0,3$ .

Принимая  $S = 1,6$  м,  $g = 9,81$  м/с<sup>2</sup>,  $v$ , км/ч, а  $h$  – мм, получим

$$h = 12,5 \frac{v_{\max}^2}{R} - 163 a_{\text{нд}},$$

При  $a_{\text{нд}} = 0,7$  м/с<sup>2</sup> получим

$$h = 12,5 \frac{v^2}{R} - 115.$$

Максимальная величина возвышения наружного рельса на отечественных дорогах принята равной 150 мм. Если по расчёту получится большая величина, принимают 150 мм и ограничивают скорость движения по кривой:

$$v_{\max} = \sqrt{0,08h + 13 a_{\text{нд}} \sqrt{R}}.$$

При  $a_{\text{нд}} = 0,7$  м/с<sup>2</sup> и  $h = 150$  мм

$$v_{\max} = 4,6\sqrt{R}.$$

Предельные значения  $R$  для различных скоростей движения поездов следующие:

$v_{\max}$ , км/ч,	80	100	120	140	160	180	200;
$R$ , м,	300	470	680	930	1210	1530	1890.

Возвышение наружного рельса над внутренним обычно осуществляется его поднятием с сохранением положения внутреннего рельса неизменным. Более целесообразно повысить наружный рельс на  $0,5h$  и понизить внутренний на эту же величину. Устройство возвышения таким способом в тоннелях даёт экономию в их высотах. При прохождении таких кривых из-за возвышения наружного рельса экипажи не изменяют высотное положение своих центров тяжести над внутренним, что особенно важно для линий с высокими скоростями движения.

## 2.10. Нормы возвышения наружного рельса

Возвышение должно устраиваться в кривых радиусом 4000 м и менее. Величина возвышения наружного рельса в кривой определяется по формулам:

– для пассажирских поездов

$$h = 12,5 \frac{v_{\max \text{ п}}^2}{R} - 115;$$

– для грузовых поездов

$$h_{\text{гр}} = 12,5 \frac{v_{\max \text{ гр}}^2}{R} - 50;$$

– для потока поездов при максимальной скорости

$$h_{\text{пот}} = 12,5 \frac{v_{\max \text{ пр}}^2}{R},$$

где  $v_{\max \text{ п}}$  и  $v_{\max \text{ гр}}$  – максимальные скорости соответственно пассажирских и грузовых поездов, установленные приказом начальника дороги, км/ч;

$v_{\max \text{ пр}}$  – средняя приведенная скорость поездопотока, км/ч;

$R$  – радиус кривой, м.

Средняя величина скорости поездопотока определяется по формуле

$$v_{\text{гр}} = \sqrt{\frac{\sum n_i Q_i v_i^2}{\sum n_i Q_i}},$$

где  $n_i$  – число поездов;

$Q_i$  – масса поезда;

$v_i$  – фактическая скорость движения.

Фактические скорости определяются на основании обработки скоростемерных лент. При этом производится отбор по пяти скоростемерным лентам в месяц в течение не менее шести месяцев по каждому виду поездов и по ним определяется скорость каждого конкретного поезда, реализованная в кривой.

На перегонах без резких переломов профиля определение  $v_{\text{гр}}$  допускается по формуле

$$v_{\text{гр}} = K \frac{v_{\text{хп}} \Gamma_{\text{п}} + v_{\text{хг}} \Gamma_{\text{гр}}}{\Gamma_{\text{п}} + \Gamma_{\text{гр}}},$$

где  $v_{\text{хп}}$  и  $v_{\text{хг}}$  – ходовые скорости пассажирских и грузовых поездов, определяемые по режимным картам вождения поездов или по тяговым расчетам;

$\Gamma_{\text{п}}$  и  $\Gamma_{\text{гр}}$  – годовая грузонапряженность брутто в пассажирском и грузовом движении по отчетным данным.

Коэффициент  $K$  определяется сравнением скоростей по скоростемерным лентам и соответственно по режимным картам и тяговым расчетам. Для среднесетевых условий в первом случае  $K = 0,92$ ; а во втором случае  $K = 0,85$ .

## 2.11. Переходные кривые

Переходные кривые в плане обеспечивают плавный переход подвижного состава с прямого участка в круговую кривую или с круговой кривой одного радиуса с одним возвышением в кривую другого радиуса с другим возвышением наружного рельса (рис. 2.15).



Рис. 2.15. Профиль и план кривой:

НПК – начало переходной кривой; КПК – конец переходной кривой;  $h$  – возвышение наружного рельса в кривой;  $R$  – радиус круговой кривой;  $\rho$  – переменный радиус переходной кривой

В продольном профиле переходная кривая в обычных условиях – это наклонная прямая с постоянным уклоном

$$i = \frac{h}{l},$$

где  $l$  – длина переходной кривой.

В пределах переходной кривой (ПК) плавно нарастает кривизна  $K = 1/\rho$  пути за счет изменения переменного радиуса от  $\rho$  в начале переходной кривой (НПК) до  $R$  в конце переходной кривой (КПК). В пределах ПК возвышение наружного рельса плавно увеличивается от 0 в НПК до  $h$  в КПК; делается отвод уширения колеи, если последнее имеется в круговой кривой.

## 2.12. Расчет длины и количества укороченных рельсов для внутренней нити на кривых

Стыки рельсов на обеих рельсовых нитях должны располагаться в створе. На закруглениях их располагают по радиусу. Длины внутренней и внешней нитей в пределах кривой различны, поэтому обеспечить расположение стыков по радиусу можно в результате

использования укороченных рельсов. Расчеты по определению необходимого количества укороченных рельсов и обоснованию эпюры их укладки выполняются в следующем порядке. Для любого вида кривой в границах любого отрезка кривой, заключенного в угле  $\varphi$ , внутренняя нить будет короче наружной на величину

$$E = S\varphi,$$

где  $S$  – расстояние между осями головок рельсов:

$$S = S_0 + e + b,$$

где  $S_0$  – ширина колеи на прямом участке пути, мм;

$e$  – уширение колеи на кривой, вычисленное на основании законов вписывания подвижного состава в кривую;

$b$  – ширина головки рельса.

Укорочение внутренней нити круговой кривой определяют по формуле

$$E_{\text{кк}} = \frac{Sl_{\text{кк}}}{R},$$

где  $l_{\text{кк}}$  – длина круговой кривой;

$R$  – радиус кривой.

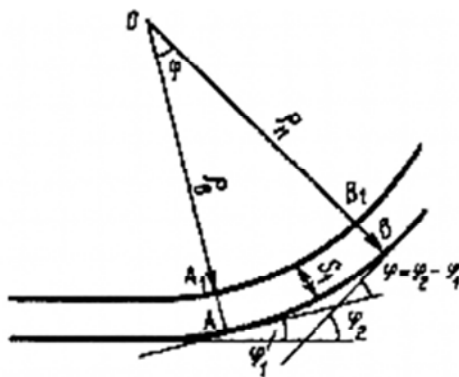


Рис. 2.16. Расчетная схема определения укорочения внутренней рельсовой нити в кривой



Длина круговой кривой определяется по формуле

$$l_{\text{кк}} = \frac{\pi R \alpha}{180},$$

где  $\alpha$  – угол поворота трассы.

Длина круговой кривой при наличии переходных кривых

$$l'_{\text{кк}} = \frac{\pi R (\alpha - 2\beta)}{180},$$

где  $\beta$  – угол в пределах переходной кривой:

$$\beta = \frac{l_{\text{пк}} 180}{2R\pi},$$

где  $l_{\text{пк}}$  – длина переводной кривой.

Укорочение на части круговой кривой  $l_{\text{ккх}}$  между переходными кривыми

$$E_{\text{ккх}} = \frac{Sl_{\text{ккх}}}{R}.$$

Укорочение на всей переходной кривой (на ее длине  $l_{\text{пк}}$ )

$$E_{\text{пк}} = \frac{Sl_{\text{пк}}^2}{2C} = \frac{Sl_{\text{пк}}}{2R}.$$

Укорочение на части переходной кривой  $l_{\text{пкх}}$  от ее начала

$$E_{\text{пк}} = \frac{Sl_{\text{пкх}}^2}{2Rl} = \frac{Sl_{\text{пкх}}^2}{2C},$$

где  $C = R$  – параметр переходной кривой,  $\text{м}^2$ .

Суммарное укорочение на всей на всей кривой

$$E = E_{\text{кк}} + 2E_{\text{пк}}.$$

Укорочение на длине кривой от начала первой переходной кривой до промежуточной точки, находящейся на второй переходной кривой на расстоянии  $l_{\text{пкк}}$  от ее начала, определяется по формуле

$$E - E_{\text{пкк}} = E_{\text{кк}} + 2E_{\text{пк}} - \frac{Sl_{\text{пкк}}^2}{2C}.$$

В составных кривых укорочение определяют по каждому участку с одинаковым радиусом, в сопрягающей переходной кривой – по полусумме радиусов примыкающих кривых.

Требуемое количество укороченных рельсов (рис. 2.17) для данной кривой может быть подобрано исходя из величины  $E$ . Если для всей кривой принят один тип укорочения  $k$ , полное количество укороченных рельсов будет

$$N = \frac{E}{k}.$$

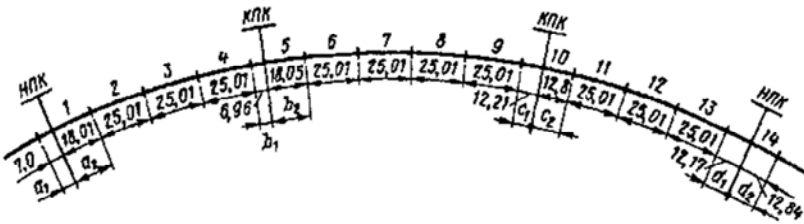


Рис. 2.17. Расположение рельсов нормальной длины по наружной нити кривой

При этом необходимо соблюдать условие

$$N \leq N_0,$$

где  $N_0$  – полное количество рельсов, которое может уложиться на внутренней нити кривой.

Таким образом,

$$N = \frac{E}{k} > N_0.$$

Полученное значение  $N$  округляют до ближайшего целого числа.

### 3. БЕССТЫКОВОЙ ПУТЬ

*Бесстыковой путь* – условное наименование железнодорожного пути, расстояние между рельсовыми стыками которого значительно превосходит длину стандартного рельса (25 м). Современный бесстыковой путь в основном представляет собой чередование участков пути, где уложены сваренные рельсовые плети длиной от 800 м до длины блок-участка с короткими участками звеньевое пути – уравнительными пролетами. Рельсы могут свариваться в плети длиной в перегон и достигать 30 км и более; иногда такие плети свариваются со стрелками и станционными путями в единое целое. Бесстыковой путь рассчитан на воздействие значительных (по сравнению со звеньевым путем) температурных напряжений, возникающих в рельсах при колебаниях температуры воздуха. Рельсовые плети изготавливаются из стандартных (25 м) рельсов сваркой на рельсосварочных предприятиях или непосредственно на месте укладки. Хотя прокладка бесстыкового пути более дорогостояща, чем звеньевое, он отличается высокими эксплуатационными качествами, обеспечивающими высокоскоростное движение поездов, комфортабельность проезда пассажиров и снижение расходов на содержание подвижного состава и пути.

#### 3.1. Особенности работы рельсовой плети

Для того чтобы понять, как работает бесстыковой путь, плеть необходимо представить в свободном состоянии. Нагрев плети в свободном состоянии будет вызывать ее равномерное удлинение, так как при нагревании тела расширяются. Остывание плети в свободном состоянии будет вызывать её равномерное укорочение, так как при остывании тела сужаются. Это имеет место при отсутствии сопротивления; при укладке в путь и охлаждении или нагревании плеть стремится изменить свою длину, но ей мешают скрепления. Изменения длины плети происходят, но намного меньше, чем в свободном состоянии. В бесстыковом пути удлинения и укорочения плетей происходят только на концевых участках, которые называют *дышащими участками*. Плетей дышат за счет зазоров в уравнительных пролетах. Рассмотрим перемещение двух точек на плети. Первая точка находится на расстоянии 10 м от конца плети. Вторая – на

расстоянии 100 м от конца плети. Плеть нагревается солнечными лучами и стремится к удлинению. Удлинению первой точки препятствуют 20 скреплений на протяжении 10 м, а удлинению второй точки препятствуют уже 200 скреплений на протяжении 100 м. Сопротивление перемещению второй точки в 10 раз больше, чем первой, поэтому и величина перемещения в первой точке будет больше, чем во второй.

Таким образом, в работе бесстыкового пути, а точнее в работе плети бесстыкового пути, перемещаются только концевые дышащие участки. Перемещения затухают в направлении от концов плети к середине и далее на большей части плети перемещения отсутствуют. Из-за того что удлинения и укорочения плети в бесстыковом пути происходят не в полной мере, эти несостоявшиеся удлинения и укорочения выражаются в виде сил. Летом несостоявшееся удлинение плети может проявиться в виде выброса. Зимой несостоявшееся укорочение плети может проявиться в виде разрыва сварного стыка и раскрытия большого зазора.

**Температура закрепления** – это температура рельсовой плети в градусах Цельсия, при которой в плети отсутствует сила. Другими словами, если при температуре рельса, равной температуре закрепления, ослабить плетть, то плетть не изменит своей длины. Температура закрепления плети – самая главная информация при содержании бесстыкового пути, потому что температура закрепления влияет на величину сил в плети. Чем больше разница текущей температуры плети и температуры закрепления плети, тем больше растягивающие или сжимающие силы. Для каждой местности существует своя оптимальная температура закрепления плети, и это необходимо учитывать при строительстве и эксплуатации бесстыкового пути.

### **3.2. Общие вопросы расчета бесстыкового пути**

Рельсы под воздействием солнечной радиации и температуры атмосферного воздуха нагреваются, в то же время их длина увеличивается. Увеличение (укорочение) рельса как свободного стержня определяется по формуле

$$\lambda_{\text{св}} = \alpha L \Delta t_p,$$

где  $\alpha$  – коэффициент линейного уширения рельсовой стали:  $\alpha = 0,0000118 \text{ град}^{-1}$ ;

$L$  – длина рельса (рельсовой плети);

$\Delta t_p$  – изменение температуры, °С.

Увеличение длины реализуется за счет стыковых зазоров, но при большой длине рельсов, преодолев сопротивление в стыках, средняя их часть не будет иметь температурных изменений своей длины и будет находиться в температурно-напряженном состоянии. Возникающее в рельсах напряжение определяется по формуле

$$\sigma_t = E \frac{\lambda_{\text{св}}}{L}, \quad (3.1)$$

где  $E$  – модуль упругости рельсовой стали:  $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ .

Произведение

$$E\alpha = 2,5\Delta t, \text{ МПа.}$$

Подставляя в формулу (3.1) значения  $\lambda_{\text{св}}$  и переходя ко всей площади рельса  $F$ , получим величину продольной силы  $N_t$ , которая будет действовать в рельсе к моменту преодоления стыкового сопротивления в накладках ( $R_n$ ):

$$N_t = F\sigma_t = FE\sigma\Delta t.$$

Сопротивление сдвигу в накладках определяется по формуле

$$R_n = 8,24n\psi AM_{\text{кс}},$$

где  $n$  – число болтов на одном конце рельса;

$\psi$  – коэффициент трения насадки по рельсу;

$A$  – коэффициент, учитывающий резьбу болта;

$M_{\text{кс}}$  – крутящий момент, приложенный к гайке стыкового болта.

Стыковое сопротивление будет преодолено при условии

$$\Delta t_{\text{н}} = \frac{R_{\text{н}}}{\alpha EF}.$$

После повышения температуры рельса на величину, большую  $\Delta t_{\text{н}}$ , начинается удлинение его концов с одновременным преодолением погонного сопротивления  $r$ .

Длина подвижной части конца плети при повышении температуры на  $\Delta t$

$$X = \frac{FE\alpha\Delta t}{r}.$$

От этой величины зависят размеры стыковых зазоров. Длина средней части плети  $L - 2x$  при изменениях температуры остается неподвижной.

При расчете прочности рельсовых плетей руководствуются положением, что наибольшее температурное напряжение  $\sigma_t$ , возникающее в закрепленных рельсовых плетях вследствие несостоявшихся изменений их длины, вместе с небольшими динамическими напряжениями  $\sigma_k$ , возникающими в рельсах под действием движущегося подвижного состава, умноженного на коэффициент запаса прочности  $k_{\text{п}}$  (1,3–1,4), не должна превышать общего продольно допустимого напряжения рельсовой плети  $[\sigma]$ , равного 350 МПа, т. е.

$$\sigma_t + k_{\text{п}} \sigma_k \leq [\sigma].$$

Отсюда величина допустимых температурных напряжений по условиям прочности рельсовой плети

$$\sigma_t \leq [\sigma] - k_{\text{п}} \sigma_k.$$

Устойчивость пути зависит не только от температурных сил, но и от сил угона.

Путь устойчив, если

$$N_t'' \leq \frac{N_3}{k_y},$$

где  $N''$  – действующая температурная сила в пути;

$N_3$  – закритическая сила, при которой полностью теряется устойчивость и происходит выброс пути;

$k_y$  – коэффициент запаса устойчивости.

Действующая температурная сила в пути (возникающая в двух рельсах)

$$N_t'' = \alpha E F'' (t_i - t_0),$$

где  $\alpha$  – коэффициент линейного расширения стали;

$E$  – модуль упругости стали;

$F''$  – площадь поперечного сечения двух рельсов, см<sup>2</sup>;

$t_i, t_0$  – температуры рельса, текущая и начальная;

$t_i = t_{\max}$  – максимально возможная температура (необходимая для определения устойчивости).

Закритическая сила может быть определена по формуле

$$N_3 = \frac{A}{i \mu k_1 k_2 k_3},$$

где  $A$  и  $\mu$  – параметры, зависящие от типа рельсов и плана рельсовой линии;

$A$  – для рельсов Р50 – от 238 (при  $R = 400$  м) до 517 (при  $R = \infty$ ) и для рельсов Р65 соответственно 248–583,  $\mu$  – для рельсов Р50 – от 0,300 до 0,600 и для Р65 – от 0,232 до 0,585;

$i$  – средний уклон начальной неровности, ‰;

$k_1$  – коэффициент, учитывающий направление балласта:  $k_1 = 0,2-1,0$ ;

$k_2$  – коэффициент, учитывающий эпюру шкал:  $k_2 = 0,9-1,08$ ;

$k_3$  – коэффициент, учитывающий сопротивление повороту рельсов по накладкам и шкалам:  $k_3 = 10-20$ .

Горизонтальные продольные силы, возникающие в контакте колес подвижного состава с рельсом, являются силами угона. Ведомые колеса вследствие сил трения между ними и рельсами стремят-

ся увлечь рельсы за собой. Ведущие колеса стремятся оттолкнуться от рельсов, переместить их в обратном направлении. Особенно велика сила трения при торможении, когда она равна тормозной силе  $P_{\text{торм}}$  поезда. Обычно сила трения, отнесенная к единице длины одной рельсовой нити, доходит до 12–16 Н/см.

### 3.3. Расчет условий укладки бесстыкового пути

Возможность укладки бесстыкового пути в конкретных условиях устанавливается сравнением допускаемой температурной амплитуды  $[T]$  для данных условий с фактически наблюдавшейся в данной местности амплитудой колебаний температуры  $T_A$ .

Если  $T_A < [T]$ , то бесстыковой путь можно укладывать. Если  $T_A > [T]$ , то применять можно лишь температурно-напряженный бесстыковый путь с периодической (сезонной) разрезной напряжений.

Значение  $T_A$  определяется как алгебраическая разность наивысшей  $t_{\text{max max}}$  и наинизшей  $t_{\text{min min}}$  температур рельса, наблюдавшихся в данной местности (при этом учитывается, что наибольшая температура рельса на открытых участках на 20 °С превышает наибольшую температуру воздуха):

$$T_A = t_{\text{max max}} - t_{\text{min min}}.$$

Амплитуда допускаемых изменений температур рельсов

$$[T] = [\Delta t_y] + [\Delta t_p] - [\Delta t_3],$$

где  $[\Delta t_y]$  – допускаемое повышение температуры рельсов по сравнению с температурой их закрепления, определяемое устойчивостью пути против выброса при действии сжимающих продольных сил;

$[\Delta t_p]$  – допускаемое понижение температуры рельсовых плетей по сравнению с температурой закрепления, определяемое их прочностью при действии растягивающих продольных сил;

$[\Delta t_3]$  – минимальный интервал температур, в котором окончательно закрепляются плети; по условиям производства работ для расчетов он обычно принимается равным 10 °С.



Допускаемое повышение температуры рельсовых плетей  $[\Delta t_y]$  устанавливается на основании теоретических и экспериментальных исследований устойчивости пути.

Допускаемое понижение температуры рельсовых плетей определяют расчетом прочности рельсов, основанном на условии, что сумма растягивающих напряжений, возникающих от воздействия подвижного состава и от изменений температуры, не должна превышать допускаемое напряжение материала рельсов:

$$k_n \sigma_x + \sigma_t \leq [\sigma],$$

где  $k_n$  – коэффициент запаса прочности:  $k_n = 1,3$  для рельсов первого срока службы и старогодных рельсовых плетей, прошедших диагностирование и ремонт в стационарных условиях или профильное шлифование и диагностирование в пути;  $k_n = 1,4$  для рельсов, пропустивших нормативный тоннаж или переложенных без шлифования;

$\sigma_x$  – динамическое напряжение в рельсе, определяемое путем расчета пути на прочность.

Температурное напряжение, возникающее в рельсе в связи с состоявшимся изменением его длины при изменении температуры:

$$\sigma_t = \alpha E \Delta t \approx 2,5 \Delta t,$$

где  $\alpha$  – коэффициент линейного расширения рельсовой стали:  $\alpha = 0,0000118$  1/град;

$E$  – модуль упругости рельсовой стали:  $E = 210$  ГПа =  $2,1 \cdot 10^5$  МПа;

$\Delta t$  – разность между температурой, при которой определяется напряжение, и температурой закрепления плети на шпалах, °С.

Наибольшее допускаемое по условию прочности рельса понижение температуры рельсовой плети по сравнению с ее температурой при закреплении

$$[\Delta t_p] = \frac{[\sigma] - k_n \sigma_x}{\alpha E} = \frac{[\sigma] - k_n \sigma_x}{2,5}.$$

Допускаемое напряжение для термоупрочненных рельсов – 400 МПа, для незакаленных – 350 МПа.

В соответствии с указанным порядком расчета определены и приведены допускаемые по условию прочности понижения  $[\Delta t_p]$  температуры рельсовых плетей по сравнению с температурой их закрепления для бесстыкового пути с термоупрочненными рельсами типа Р65 первого срока службы на железобетонных шпалах и щебеночном или асбестовом балласте в зависимости от типа обращающихся локомотивов, реализуемой скорости движения и радиусов кривых.

#### 3.4. Расчет интервалов закрепления рельсового пути

Расчетный интервал закрепления рельсовых плетей определяется зависимостью

$$\Delta t_3 = [\Delta t_y] + [\Delta t_p] - T_A.$$

Границы расчетного интервала закрепления, т. е. самую низкую ( $\min t_3$ ) и самую высокую ( $\max t_3$ ) температуры закрепления, определяют по формулам

$$\min t_3 = t_{\max \max} - [\Delta t_y];$$

$$\max t_3 = t_{\min \min} + [\Delta t_p].$$

Закрепление плетей любой длины при любой температуре в пределах расчетного интервала гарантирует надежность их работы при условии полного соблюдения требований ТУ, касающихся конструкции и содержания бесстыкового пути. При этом следует учитывать, что закрепление плетей при очень высоких температурах в отдельных случаях может привести к образованию большого зазора при сквозном изломе плети в холодную погоду или к разрыву болтов в стыках уравнительных пролетов с большим расхождением концов рельсов. Зазор  $\lambda$ , образовавшийся при изломе плети, пропорционален квадрату фактического понижения температуры  $\Delta t_p$  по сравнению с температурой закрепления и определяется по следующим формулам в зависимости от типа рельсов:

$$\lambda_{P75} = 0,27 \frac{\Delta t_p^2}{r}; \quad \lambda_{P65} = 0,24 \frac{\Delta t_p^2}{r}; \quad \lambda_{P50} = \frac{\Delta t_p^2}{r}, \text{ мм},$$

где  $r$  – погонное сопротивление, кН/см, продольному перемещению рельсовых плетей (зимой (при смерзшемся балласте) при нормативном натяжении клеммных и закладных болтов значение  $r$  можно принимать равным 25 Н/мм).

### 3.5. Примеры расчета бесстыкового пути

#### *Пример 3.1*

Рельсовая плеть длиной 985,5 м уложена на специальной площадке при температуре 28 °С с низким коэффициентом трения. Спустя некоторое время температура повысилась до 35 °С. Требуется определить, на какую величину изменилась рельсовая плеть.

#### **Решение**

$$\Delta L = 0,0000118 \cdot 985,5(35-28) = 0,08 \text{ м.}$$

Ответ. Длина рельсовой плети увеличилась на 80 мм. При свободном перемещении температурных напряжений в рельсе не возникло.

#### *Пример 3.2*

Длина рельсовой плети, изготовленной на предприятии, составляет 796,22 м, а температура рельса 18 °С. Какая длина плети указывается на внутренней стороне шейки рельса?

#### **Решение**

Известно, что разница температуры рельса и воздуха летом принимается равной 20 °С, т. е.

$$t_p = t_B + 20 \text{ }^\circ\text{C},$$

где  $t_p$  – температура рельса;

$t_B$  – температура воздуха.

В зимнее время температура рельса и воздуха совпадают ( $t_p = t_B$ ).

Изменение длины рельсовой плети

$$\Delta L = 0,0000118L(20 - t) = 0,0000118 \cdot 796,22(20 - 18) = 0,02 \text{ м.}$$

На внутренней стороне шейки рельса должна быть указана длина

$$796,22 + 0,02 = 796,24 \text{ м.}$$

### **Пример 3.3**

Путь уложен рельсами Р65, длина которых 25 м. Зазоры в стыках при температуре 19 °С равны нулю. Рельс не может увеличиваться по длине. Какая продольная сила будет сжимать такой рельс при повышении температуры до 49 °С?

### **Решение**

Площадь поперечного сечения рельса Р65  $F = 82,7 \text{ см}^2$ . Сжимающая продольная сила будет

$$P_t = \alpha EF(t_2 - t_1) = 250 \cdot 82,7(49 - 19) = 620250 \text{ Н.}$$

Ответ. В рельсе типа Р65 при невозможности изменения его длины и повышении температуры относительно нейтральной на 30 °С возникает продольная сжимающая температурная сила, превышающая 62 т.

### **Пример 3.4**

Рельсы Р65 длиной 25 м уложены при нейтральной температуре 18 °С со стыковыми зазорами 12 мм. Для таких рельсов при стандартной затяжке стыковых болтов можно принять величину сопротивления стыка  $R = 100000 \text{ Н}$ . Насколько должна измениться температура рельса, чтобы стыковое сопротивление было преодолено?

## Решение

Используется формула

$$\Delta t_n = R/\alpha EF.$$

Подставляя исходные данные, получим

$$\Delta t_n = 100000/(250 \cdot 82,7) = 5 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Ответ. При температуре  $23 \text{ }^\circ\text{C}$  ( $18 + 5$ ) стыковое сопротивление будет преодолено. С повышением температуры начнется перемещение концов рельса в пределах стыкового зазора.

### *Пример 3.5*

Рельсовая плеть длиной  $L = 1200$  м закреплена для работы в постоянном режиме при  $t_0 = 21 \text{ }^\circ\text{C}$ . Уравнительный пролет состоит из трех пар рельсов длиной 12,5 м. Величина стыкового зазора 1,2 см. Произвести расчет бесстыкового пути.

## Решение

Определим длину участка продольной деформации при повышении его температуры относительно нейтральной на  $5 \text{ }^\circ\text{C}$ . Стыковое сопротивление примем  $R = 100000$  Н, а погонное сопротивление  $p = 80$  Н/м.

Тогда

$$X = \alpha EF \Delta t / p = 250 \cdot 82,7 (28 - 5) / 80 = 5944 \text{ см}.$$

Смещение конца рельса при такой температуре после преодоления стыкового сопротивления

$$\Delta L = 0,5 \alpha x (\Delta t - \Delta t_n) = 0,5 \cdot 0,0000118 \cdot 5944 (28 - 5) = 0,81 \text{ см}.$$

Средняя неподвижная часть плети

$$L_{н.п} = L - 2x = 120000 - 2 \cdot 5944 = 108112 \text{ см.}$$

Если предположить, что температура рельса достигла  $53^\circ\text{C}$ , то получим

$$\Delta t = 53 - 21 = 32^\circ\text{C}.$$

Длина участка продольной деформации и перемещение конца рельса будут следующими:

$$X = 250 \cdot 82,7(32 - 5)/80 = 6978 \text{ см;}$$

$$\Delta L = 0,5 \cdot 0,0000118 \cdot 6978(32 - 5) = 1,11 \text{ см.}$$

Неподвижная часть плети

$$L_{н.п} = 120000 - 2 \cdot 6978 = 106044.$$

Принимая температуру рельса  $58^\circ\text{C}$ , определим продольную температурную силу в одном рельсе:

$$P_t = \alpha EF(t_2 - t_1) = 250 \cdot 82,7(58 - 1) = 764975 \text{ Н.}$$

При отрицательной температуре, например  $t_2 = -42^\circ\text{C}$ , получим

$$P_t = 250 \cdot 82,7(-42 - 21) = -1302525 \text{ Н.}$$

Как видно, растягивающая сила рельса в зимний период превысила 130 т.

### **Пример 3.6**

Если  $\Delta t = 40^\circ\text{C}$ ,  $\alpha E = 250 \text{ Н/см}^2$ ,  $r = 100250 \text{ Н/см}$  рельсовой плети, то величина  $x$  будет 6500 см или 65 м.

По многочисленным наблюдениям, на опытных участках длина движущихся участков плети колеблется от 45 до 70 м.

Для рельсов Р65 ( $F = 82,7 \text{ см}^2$ ) при сопротивлении стыков  $R_{\text{н}} = 100 \text{ кН}$  и погонном сопротивлении  $\upsilon = 80 \text{ Н/см} = 0,08 \text{ кН/см}$  для преодоления сопротивления в стыке рельс потребуется нагреть на величину

$$\Delta t_{\text{п}} = R_{\text{н}}/\alpha EF = 100/0,0000118 \cdot 2,1 \cdot 10^4 \cdot 82,7 = 5 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Длина участка продольной деформации при нагревании плети на  $\Delta t_{\text{п}} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$  будет следующей:

$$X = \alpha EF(\Delta t - \Delta t_{\text{п}})/\upsilon = 0,0000118 \cdot 2,1 \times \\ \times 10^4 \cdot 82,7(30 - 5)/0,08 = 6404 = 64,044 \text{ м}.$$

Смещение конца плети

$$\Delta l_{\text{п}} = 0,5\alpha x(\Delta t - \Delta t_{\text{п}}) = 0,5 \cdot 0,0000118 \cdot 6404(30 - 5) = 0,94 \text{ см} = 9,4 \text{ мм}.$$

### **Пример 3.7**

Требуется проверить возможность укладки бесстыкового пути из новых термоупрочненных рельсов типа Р65 с железобетонными шпалами, креплением КБ и щебеночным балластом на блок-участке длиной 2,0 км, где имеются две кривые радиусом 800 и 400 м, и установить режимы его укладки при обращении электровозов ЧС4 с максимальной скоростью 140 км/ч. Наибольшая температура рельсов  $t_{\text{max max}} = +55 \text{ }^\circ\text{C}$ , наименьшая  $t_{\text{min min}} = -52 \text{ }^\circ\text{C}$ , наибольшая температурная амплитуда  $T_{\text{А}} = 107 \text{ }^\circ\text{C}$ .

### **Решение**

С учетом справочных данных определяем допускаемое повышение  $[\Delta t_{\text{y}}]$  и понижение  $[\Delta t_{\text{p}}]$  температуры рельсов и их амплитуды для каждого из элементов плана:

$$[T] = [\Delta t_{\text{y}}] + [\Delta t_{\text{p}}] - 10;$$

для прямых участков  $v = 140$  км/ч,  $[\Delta t_p] = 89$  °С,  $[\Delta t_y] = 54$  °С,  $[T] = 133$  °С,

для кривой радиусом 800 м –  $v = 130$  км/ч,  $[\Delta t_p] = 87$  °С,  $[\Delta t_y] = 47$  °С,  $[T] = 124$  °С;

для кривой радиусом 400 м –  $v = 95$  км/ч,  $[\Delta t_p] = 90$  °С,  $[\Delta t_y] = 37$  °С,  $[T] = 117$  °С. Для всех элементов плана  $[T] > T_A$ , т. е. укладка названной выше конструкции бесстыкового пути возможна.

Границы интервала закрепления для каждого из элементов плана определяются по формулам

$$\min t_3 = t_{\max \max} - [\Delta t_y]; \quad \max t_3 = [\Delta t_p] + t_{\min \min}.$$

Для прямых участков

$$\min t_3 = 55 - 54 = 1 \text{ °С}; \quad \max t_3 = 89 - 52 = 37 \text{ °С};$$

для кривой радиусом 800 м

$$\min h = 55 - 47 = 8 \text{ °С}; \quad \max t = 87 - 52 = 35 \text{ °С};$$

для кривой радиусом 400 м

$$\min t_3 = 55 - 37 = 18 \text{ °С}; \quad \max t_3 = 90 - 52 = 38 \text{ °С}.$$

Плеть на всем протяжении должна быть закреплена в одном интервале температур, границы которого определяются наиболее высокой из рассчитанных  $\min t_3$  и наиболее низкой из рассчитанных  $\max t_3$ .

При определении расчетного интервала для всей плети длиной 2000 м принимается наибольшее значение  $\min h$  и наименьшее  $\max h$ .

Отсюда  $t_{\min} = 18$  °С и  $t_{\max} = 38$  °С.

Оптимальный интервал температуры закрепления для плети составляет  $30 \pm 5$  °С. Он попадает в верхнюю часть расчетного интервала.

Ответ. Укладка бесстыкового пути на блок-участке возможна. Плетки должны быть закреплены в интервале от 25 до 35 °С.



#### 4. РАСЧЕТ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ПУТИ НА ПРОЧНОСТЬ

Железнодорожный путь представляет собой сложную конструкцию, в состав которой входят верхнее строение и земляное полотно. Для восприятия внешних транспортных нагрузок и погодноклиматических факторов он должен обладать необходимой прочностью. Определение прочности базируется на расчете, теоретические основы которого формировались на протяжении всей истории развития железных дорог.

К настоящему времени сложилась довольно стройная методика расчета железнодорожного пути. Рельс при этом рассматривается как балка на сплошном упругом основании (рис. 4.1), а другие элементы верхнего строения пути и земляное полотно рассчитываются с учетом реальных нагрузок, воспринимаемых от вышерасположенных элементов.

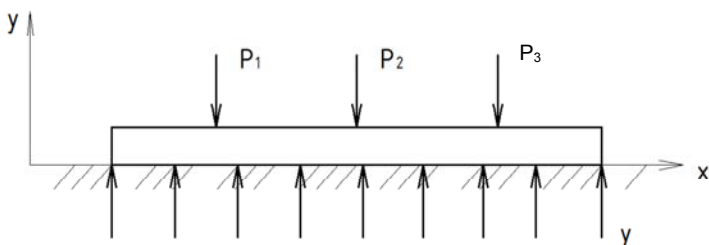


Рис. 4.1. Схема балки на сплошном упругом основании

1. Для характеристики работы основания пути принимают наиболее простую гипотезу о прямой пропорциональности между давлением на единицу площади основания шпал и вызываемой этим давлением упругой осадкой основания  $y$ :

$$P = Cy,$$

где  $C$  – коэффициент пропорциональности, называемый коэффициентом постели шпал,  $\text{H}/\text{м}^3$ .

Коэффициент постели шпал является характеристикой упругости основания. Его величину можно рассматривать как вертикальную силу, приложенную к единице площади основания и вызывающую упругую осадку на 1 м.

Примерные значения коэффициента постели шпал, МН/м<sup>3</sup>:

грунтового основания без балласта	8–12
песчаных балластов	15–40
гравийных балластов	40–60
щебеночного балласта	60–100

Приведенная гипотеза не учитывает вязких свойств основания.

2. Рельс считается неразрезной балкой бесконечной длины постоянного сечения, не ослабленного болтовыми соединениями. Рельс рассчитывается на изгиб.

3. Вертикальные силы предполагаются приложенными в плоскости симметрии рельсов, а рельсы обеих нитей колеи – равнозагруженными.

4. При движении колес последние не отрываются от рельсов и ударные воздействия отсутствуют.

5. В качестве критерия прочности рельсов принимают допускаемые напряжения, сравниваемые с наибольшими расчетными напряжениями.

Напряжения и деформации, возникающие в рельсах, скреплениях, шпалах и балласте под воздействием внешних сил, определяют расчетом.

При необходимости более полную информацию можно найти в соответствующих нормативных документах, касающихся расчета железных дорог.

#### **4.1. Силы, действующие на путь**

При расчете пути на прочность в первую очередь принимаются во внимание вертикальные силы, возникающие в результате воздействия на путь колес подвижного состава с учетом динамических явлений. К ним относятся:

1) вес подвижного состава (статическая нагрузка от колеса на рельс);

2) усилия, возникающие от колебаний наддресорного строения;

3) вертикальные составляющие сил инерции масс колес подвижного состава;

4) инерционные усилия, возникающие при движении колес по неровностям пути и при наличии неровностей на ободах колес, и др.

Устойчивость пути во многом зависит от горизонтальных сил. К ним относятся:

*в продольном направлении:*

1) силы угона, возникающие в результате действия сил тяги и торможения;

2) температурные усилия;

*в поперечном направлении:*

1) центробежные силы на закруглениях;

2) инерционные усилия, возникающие при ударах колес о неровности пути в плане. Эти силы при расчете пути на прочность не рассматриваются.

Влияние продольных сил учитывается с помощью некоторого снижения величины допускаемых напряжений, поперечных сил – с помощью введения специального поправочного коэффициента.

Величина вертикальных сил, действующих на путь, определяется с использованием положений теории вероятностей.

Из вертикальных сил, учитываемых в расчете пути, лишь весовая составляющая является величиной постоянной и неизменной во времени. Остальные силы являются динамическими и входят в суммарное давление колес на рельс в различных случайных сочетаниях.

Случайными или статическими считаются такие явления, протекания которых в каждом отдельном случае нельзя предсказать. Однако если их рассматривать в совокупности, то средние результаты таких совокупностей оказываются устойчивыми.

Среднее значение статической величины определяется как частное от деления суммы значений изучаемой величины на число наблюдений, т. е.

$$x_{\text{ср}} = \frac{x_1 + x_2 + \dots + x_n}{n}.$$

Величина отклонений индивидуальных значений от среднего (модульный коэффициент ряда) показывает, в какой мере они отличаются друг от друга (т. е. размер рассеяния вариации).

В качестве меры или характеристики рассеяния относительного среднего значения в математической статистике принимают среднее квадратическое отклонение

$$S_0 = \sqrt{\frac{\sum (x_{cp} - x_i)^2}{n}}.$$

Если совокупность разбита на несколько частей, среднее квадратическое отклонение для всей совокупности будет

$$S = \sqrt{S_1^2 + S_2^2 + \dots + S_n^2},$$

где  $S_1, S_2, \dots, S_n$  – среднее квадратическое отклонение составляющих совокупностей.

Если по оси абсцисс (в системе прямоугольных координат) откладывать значения какой-либо силы, входящей в суммарное давление колеса на рельс  $x$ , а по оси ординат – количество случаев повторения этой величины силы при наблюдениях  $n$ , то при достаточно большом наблюдении распределение частот или вероятностей появления наблюдений будет иметь вид кривой, приведенной на рис. 4.2.

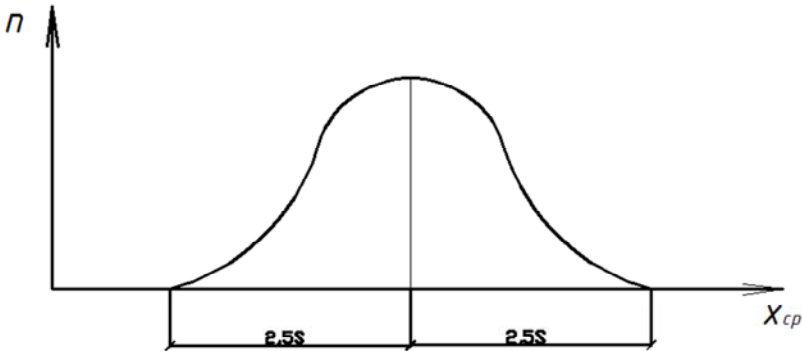


Рис. 4.2. Кривая распределения статической величины

В теории вероятностей доказывается, что в границах  $\pm 2,5S$  находится 99,4 % всех значений изучаемой величины.

Таким образом, за минимальное и максимальное значение изучаемой величины  $x$  можно принять следующие:

$$x_{\min} = x_{\text{ср}} - 2,5S, \text{ Н};$$

$$x_{\max} = x_{\text{ср}} + 2,5S, \text{ Н}.$$

Поэтому максимальное вертикальное давление колеса, находящегося над расчетным сечением рельса, с учетом динамических усилий

$$P_p = P_{\text{ср}} + 2,5S, \text{ Н},$$

где  $P_{\text{ср}}$  – среднее значение вертикального давления колеса на рельс;  
 $S$  – среднее квадратическое отклонение вертикального давления, обусловленное всеми переменными вертикальными силами.

Величина  $P_{\text{ср}}$  определяется по формуле

$$P_{\text{ср}} = P_{\text{ст}} + 0,75P_{\text{рес}}, \text{ Н},$$

где  $P_{\text{ст}}$  – статическая (весовая) нагрузка на колесо, Н;

$P_{\text{рес}}$  – дополнительное воздействие от колебания рессор в процессе движения, Н.

Величина  $P_{\text{рес}}$  определяется по формуле

$$P_{\text{рес}} = жz_{\max}, \text{ Н},$$

где  $ж$  – динамическая жесткость рессоры, Н/м;

$z_{\max}$  – максимальное отклонение рессоры во время движения от своего статического положения, м.

Величину «ж» можно принимать равной 50 кН/м.

При определении воздействия на путь не одиночного груза, а системы грузов, зависящей от количества осей у расчетной транспортной единицы, следует иметь в виду, что вероятный максимум динамического давления расчетного колеса, находящегося над расчетным сечением, не совпадает с вероятным максимумом давлений соседних колес. Поэтому для всех остальных колес, кроме находящихся над расчетным сечением, в расчете следует принимать среднее значение усилий, создаваемых системой внешних сил.

## 4.2. Расчет рельса как балки на сплошном упругом основании

Для балки на сплошном упругом основании характерным является равенство величины произвольной внешней нагрузки  $P(x)$  и реакции упругого основания пропорциональной прогибу балки  $y$ . Коэффициент пропорциональности (коэффициент постели)  $U$  выражается в  $\text{Н/м}^3$  или  $\text{Па/м}$ . Интенсивность реакции основания в каждой точке выражается зависимостью  $Uy$ . Эта зависимость используется для составления уравнения изгиба. Считается, что сплошной нагрузкой балки является лишь реакция упругого основания. Нагрузку, направленную вверх, принимаем как положительную, а прогиб в этом случае будет направлен вниз, т. е. отрицательным, и наоборот, если нагрузка направлена вниз, то прогиб будет положительным. Следовательно, имеет место зависимость

$$q(x) = -Uy, \quad (4.1)$$

где  $q(x)$  – интенсивность сплошной нагрузки, действующей на балку с абсциссой  $x$ .

С учетом зависимости (4.1) можно записать уравнения

$$EI \frac{d^4 y}{dx^4} = q(x) \quad \text{или} \quad EI \frac{d^4 y}{dx^4} = -Uy.$$

Введя обозначение

$$k = \sqrt[4]{\frac{U}{4EI}},$$

получим

$$4k^4 = \frac{U}{EI} \quad \text{или} \quad \frac{d^4 y}{dx^4} = -4k^4 y,$$

откуда

$$\frac{d^4 y}{dx^4} = 4k^4 y = 0.$$

Это уравнение решается способом подстановок, и его решение будет иметь вид уравнения изогнутой оси балки:

$$y = \frac{Pe^{-kx}}{8k^3 EI} (\cos kx + \sin kx), \text{ м}; \quad (4.2)$$

$$y = \frac{Pk}{2U} e^{-kx} (\cos kx + \sin kx), \text{ м}.$$

Из этого уравнения можно получить:

– значение изгибающего момента

$$M = -EI \frac{d^2 y}{dx^2} = \frac{P}{4k} e^{-kx} (\cos kx - \sin kx), \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad (4.3)$$

– значение перерезывающей силы

$$Q = \frac{k l P}{2} e^{-kx} (\cos kx + \sin kx), \text{ Н}, \quad (4.4)$$

где  $l$  – расстояние между осями шпал, м.

Для практического использования расчетных уравнений производится замена:

$$\mu = e^{-kx} (\cos kx - \sin kx);$$

$$\eta = e^{-kx} (\cos kx + \sin kx).$$

И, следовательно, уравнения (4.2)–(4.4) примут вид

$$y = \frac{kP}{2U} \eta, \text{ м};$$

$$Q = \frac{k l P}{2} \eta, \text{ Н};$$

$$M = \frac{P}{4k} \mu, \text{ Н.}$$

Значения  $\eta$  и  $\mu$  приведены в таблице. Они даны в зависимости от  $kx$ , где  $x$  – расстояние от точки касания колеса и рельса до рассматриваемого сечения.

Численные значения коэффициентов  $\eta$  и  $\mu$  расчета пути по методу сплошного упругого основания

$kx$	$\eta$	$\mu$	$kx$	$\eta$	$\mu$
1	2	3	4	5	6
0,0	1,0	1,00	3,2	-0,0431	-0,0383
0,1	0,9907	0,8100	3,3	-0,0432	-0,0306
0,2	0,9651	0,6398	3,4	-0,0408	-0,0237
0,3	0,9267	0,4888	3,5	-0,0389	-0,0117
0,4	0,8784	0,3564	3,6	-0,0366	-0,0124
0,5	0,8231	0,2415	3,7	-0,0341	-0,0078
0,6	0,7628	0,1431	3,8	-0,0314	-0,0040
0,7	0,6997	0,0599	3,9	-0,0286	0,0008
1/4 $\pi$	0,6448	0,0000	5/4 $\pi$	-0,0279	-0,0000
0,8	0,6354	-0,0093	4,0	-0,0258	0,0019
0,9	0,5712	-0,0657	4,1	-0,0231	0,0040
1,0	0,5083	-0,1108	4,2	-0,0204	0,0057
1,1	0,4476	-0,1457	4,3	-0,0179	0,0070
1,2	0,3899	-0,1716	4,4	-0,0155	0,0079
1,3	0,3355	-0,1897	4,5	-0,0132	0,0085
1,4	0,2849	-0,2011	4,6	-0,0111	0,0089
1,5	0,2384	-0,2068	4,7	-0,0092	0,0090
1,6	0,2079	-0,2079	3/2 $\pi$	-0,0089	0,0090
1,7	0,1959	-0,2077	4,8	-0,0075	0,0089
1,8	0,1576	-0,2047	4,9	-0,0059	0,0087
1,9	0,1234	-0,1985	5,0	-0,0046	0,0084
2,0	0,0667	-0,1794	5,1	-0,0033	0,0080
2,1	0,0439	-0,1675	5,2	-0,0023	0,0075
2,2	0,0244	-0,1548	5,3	-0,0014	0,0069
2,3	0,0080	-0,1416	5,4	-0,0006	0,0064
3/4 $\pi$	-0,000	-0,1340	5,5	-0,0015	0,0036
2,4	-0,0056	-0,1282	5,6	-0,0017	0,0031
2,5	-0,0166	-0,1149	5,7	-0,0018	0,0026



## Окончание таблицы

1	2	3	4	5	6
2,6	-0,0254	-0,1019	5,8	-0,0018	0,0022
2,7	-0,0320	-0,0895	5,9	-0,0019	0,0019
7/4π	0,0000	0,0058	6,0	0,0000	0,0058
2,8	-0,0369	-0,0777	6,1	0,0005	0,0052
2,9	-0,0403	-0,0666	6,2	0,0009	0,0046
3,0	-0,423	-0,0563	2π	0,0013	0,0041
3,1	-0,0431	-0,0469			
π	-0,0432	-0,0432			

При движении поезда на путь действует не одна, а несколько сил, по числу колес в расчетной единице подвижного состава. В этом случае нужно принимать во внимание действие каждого колеса на путь с учетом его расстояния от рассматриваемого сечения. Для этого значения  $\mu$  и  $\eta$  определяют для каждого колеса и расчетные величины используют по следующим формулам:

$$y = \frac{k}{2U} \sum_{i=1}^{i=n} P_i \eta_i, \text{ м};$$

$$M = \frac{1}{4k} \sum_{i=1}^{i=n} P_i \mu_i, \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$Q_{\text{ш}} = \frac{kl}{2} \sum_{i=1}^{i=n} P_i \eta_i, \text{ Н}.$$

При единичном грузе, катящемся по рельсу, наибольшие значения  $y$ ,  $M$  и  $Q_{\text{ш}}$  получаются под самим грузом. Эпюры  $y$ ,  $M$  и  $Q_{\text{ш}}$  от единичной силы на основании принципа независимости действия сил и взаимности перемещения, а также в связи с их полной симметрией в некотором масштабе будут одновременно изображать линии влияния. Их можно использовать для определения соответствующих величин от действия системы колесных нагрузок подвижного состава.

Наибольшее осевое напряжение при изгибе получается в кромке подошвы рельса. Оно вычисляется по формуле

$$\sigma_{из} = \frac{M}{W} f, \text{ Па,}$$

где  $W$  – момент сопротивления сечения рельса относительно подошвы,  $\text{м}^3$ ;

$f$  – коэффициент, учитывающий влияние поперечных сил.

### 4.3. Расчет напряжений на поверхности шпалы, балласта и земляного полотна

Величина напряжения под рельсом или подкладкой на поверхности верхней постели шпалы определяется по формуле

$$\sigma_{ш} = \frac{Q}{W}, \text{ Па,}$$

где  $W$  – площадь передачи давления рельса на шпалу,  $\text{м}^2$ .

Допускаемые напряжения на смятие шпал, МПа:

сосновых, еловых, осиновых .....	2,5
пихтовых .....	2,0
буковых и березовых .....	4,0
кедровых .....	2,2
лиственничных .....	3,0

Наибольшее напряжение на поверхности под шпалой определяется по формуле

$$\sigma_6 = \frac{2Q}{aab}, \text{ Па.}$$

Допускаемые напряжения в балласте, МПа:

щебень 25–70 мм.....	0,5
щебень мелкий и сортированный гравий.....	0,4
карьерный гравий, ракушка.....	0,3
песок крупно- и среднезернистый.....	0,275

песок мелкозернистый.....	0,20
шлаки топливные.....	0,225

Напряжение в земляном полотне в результате передачи давления рельса через шпалы и балласт

$$\sigma_{зп} = \sigma'_h + 2\sigma''_h, \text{ Па,}$$

где  $\sigma'_h$  – напряжение на глубине  $h$ , вызываемое давлением шпалы, расположенной над рассматриваемой точкой земляного полотна;

$\sigma''_h$  – напряжение, обусловленные действием смежных шпал.

Общий вид эпюр изгибающих моментов, прогибов и поперечных сил приведен на рис. 4.3.

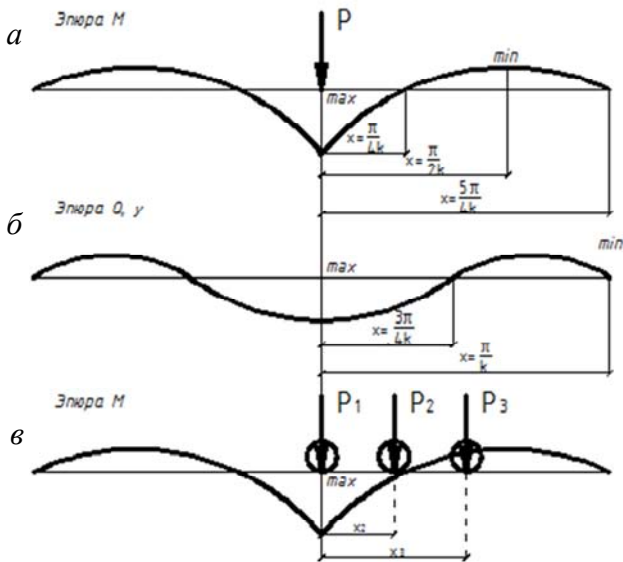


Рис. 4.3. Эпюры изгибающих моментов (а), давления на шпалу и прогиб рельсов (б) и схема их использования при системе сил (в)

#### 4.4. Пример расчета железнодорожного пути на прочность

Исходные данные: рельс Р65 уложен на деревянные шпалы типа I с накладками. Расстояние между осями шпал 50 см. Толщина слоя бал-

ласта 30 см. Длина шпал 2,75 м, модуль упругости стали  $2,1 \cdot 10^5$  МПа. Локомотив ВЛ80 (колесная формула 2(2в–2в)). Нагрузка колесной пары на рельс 236 кН; жесткая база тележек 3,0 м. Расстояние между осями тележек 5,0 м.

### Решение

Действительную конструкцию пути из рельсов, опирающихся на отдельные шпалы, представим в виде условной балки с той же площадью опоры на сплошное упругое основание, что и действительный путь (рис. 4.4).

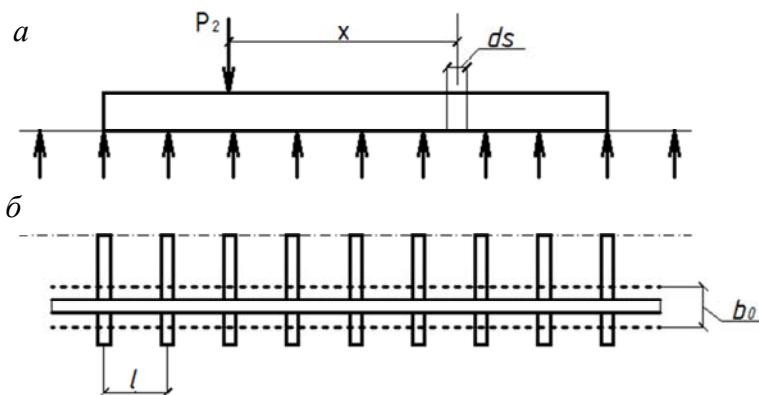


Рис. 4.4. Расчетные схемы:  
 а – балки, лежащей на сплошном упругом основании;  
 б – приведенной ширины балки

Фиктивная ширина такой балки  $b_0$ , эквивалентная действительной площади опирания шпал на балласт:

$$b_0 = \alpha \frac{ab}{2l},$$

где  $\alpha$  – коэффициент, учитывающий изгиб шпалы и представляющий отношение средней (по длине) осадки шпалы к ее осадке под рельсами; для деревянных шпал примем  $\alpha = 0,75$ ;

$a$  – длина шпалы, м;

$b$  – ширина нижней постели шпалы, м;

$l$  – расстояние между осями соседних шпал, м;

Характеристикой упругих свойств основания рассматриваемой фиктивной балки является сила, приложенная к единице длины рельса и вызывающая единичную упругую осадку основания в сечении под рельсом. Такая характеристика упругости называется модулем упругости рельсового основания:

$$U = \frac{D}{l},$$

$$D = C \frac{ab}{2} \alpha,$$

где  $D$  – коэффициент жесткости шпалы,

$$U = C \alpha \frac{ab}{2l}.$$

При  $C = 100 \text{ МН/м}^3$ ;  $a = 2,75 \text{ м}$ ;  $b = 0,25 \text{ м}$ ;  $l = 0,5 \text{ м}$  и  $\alpha = 0,75$  получим

$$D = 100 \cdot 0,75 \frac{2,75 \cdot 0,25}{2} = 25,8 \text{ МН/м},$$

$$U = \frac{D}{b} = \frac{25,8}{0,5} = 51,6 \text{ МПа}.$$

Коэффициент относительной жесткости основания и рельса  $k$  для железных дорог колеи 1520 мм равен 0,009–0,015. В расчетах примем  $k = 0,012$ .

Упругий прогиб рельса определяем, воспользовавшись схемой приложения сил (рис. 4.5).



Рис. 4.5. Схема сил, действующих на путь ( $P_i = 117,5$  кН)

$kx$	0,0	0,036	0,096	0,132
$\eta$	1,0	0,9910	0,09898	0,9784
$\mu$	1,0	0,8071	0,8022	0,7031

В результате действия системы грузов получим:

– упругая осадка

$$y = \frac{k}{2U} \sum P_i \eta_i = \frac{0,012}{2 \cdot 51600} \cdot 117,5 (1,0 + 0,9898 + 0,9784) = 0,04 \text{ мм};$$

– изгибающий момент

$$M = \frac{1}{4k} \sum P_i \mu_i = \frac{1}{4 \cdot 0,012} 117,5 (1,0 + 0,8022 + 0,7041) = 6135 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

– перерезывающая сила

$$Q = \frac{kl}{2} \sum P_i \eta_i = \frac{0,012 \cdot 0,5}{2} 117,5 \cdot (1,0 + 0,9898 + 0,9784) = 1,05 \text{ кН}.$$

Динамическое напряжение под рельсом на шпале (накладка  $0,25 \times 0,35$  м)

$$\sigma_{\text{ш}} = \frac{Q}{\omega} = \frac{1,05}{0,25 \cdot 2,75 \cdot 0,25} = 6,1 \text{ кПа}.$$

Наибольшее напряжение под шпалой на уровне ее нижней постели в балласте

$$\sigma_6 = \frac{2Q_{\max}}{\alpha ab} = \frac{2 \cdot 1,05}{0,75 \cdot 2,75 \cdot 0,25} \cong 4,1 \text{ кПа}$$

Напряжение в земляном полотне

$$\sigma_{3,п} = \frac{2\sigma_6}{1 + \frac{h^2}{b \cdot l}} = \frac{2 \cdot 6,1}{1 + \frac{0,3^2}{0,25 \cdot 0,5}} = 7,1 \text{ кПа,}$$

где  $h$  – толщина балласта под шпалой;

$b$  – ширина нижней постели шпалы;

$l$  – расстояние между шпалами.

Допустимые напряжения в земляном полотне, кПа:

супеси, суглинки, твердые глины, мелкие

и пылеватые пески.....100

глина пластические.....70

торф слаборазложившийся.....30–40

В приведенном примере все нормативные требования обеспечены.

## 5. СОЕДИНЕНИЯ И ПЕРЕСЕЧЕНИЯ РЕЛЬСОВЫХ ПУТЕЙ

Проектирование железнодорожных станций, разъездов, обгонных пунктов неразрывно связано с соединением и пересечением рельсовых путей. Они служат для передвижения подвижного состава с одного пути на другой, переезда подвижного состава через другие пути, расположения в одной плоскости или разворота поезда, локомотива или вагона на 180°. Устройства отличаются разнообразием и повышенными требованиями к соблюдению геометрических параметров входящих в них деталей и узлов. Это обстоятельство в число важнейших выдвигает учет особенностей конструкции как при проектировании, так и в процессе эксплуатации железных дорог.

### 5.1. Классификация соединений и пересечений

Используемые на практике соединения и пересечения путей по выполняемым функциям разделяются на четыре группы:

1. Стрелочные переводы бывают:

– обыкновенный стрелочный перевод (рис. 5.1);

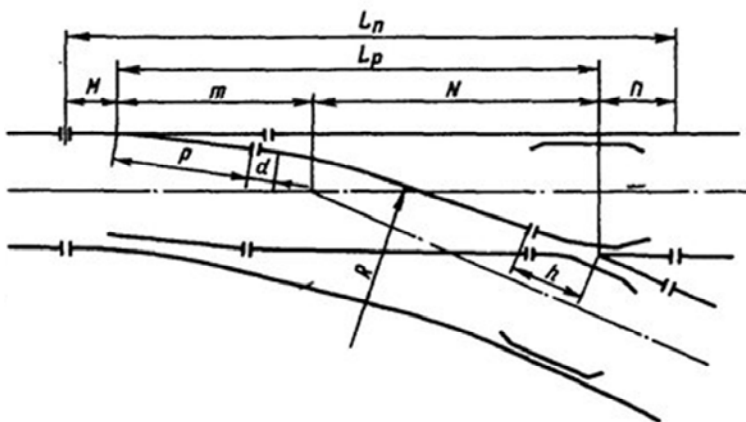


Рис. 5.1. Обыкновенный стрелочный перевод

– несимметричный односторонний стрелочный перевод (рис. 5.2);

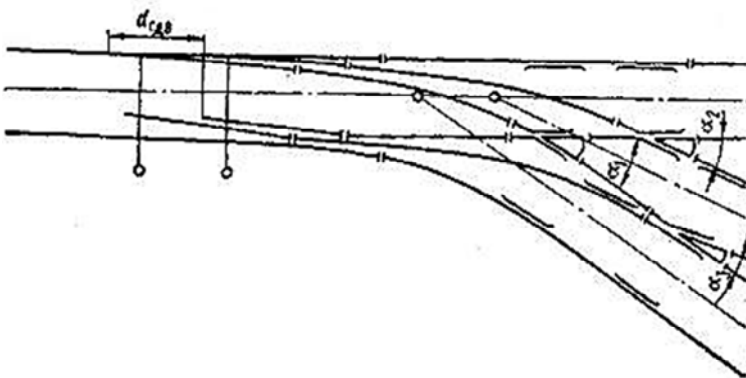


Рис. 5.2. Несимметричный односторонний стрелочный перевод

– несимметричный разносторонний стрелочный перевод (рис. 5.3);



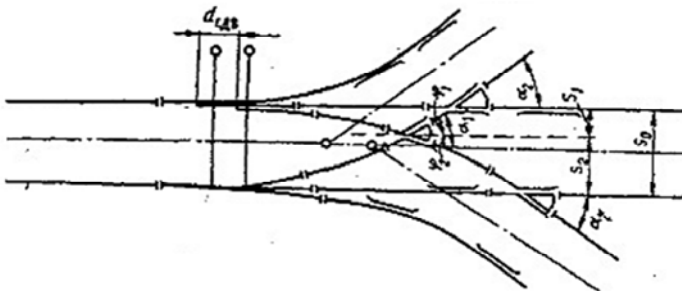


Рис. 5.3. Несимметричный разносторонний стрелочный перевод  
 – симметричный стрелочный перевод (рис. 5.4);

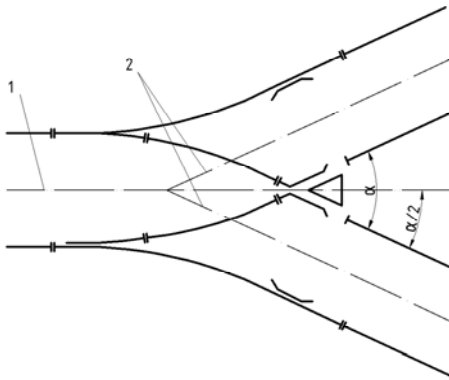


Рис. 5.4. Симметричный стрелочный перевод  
 – двойной симметричный стрелочный перевод (рис. 5.5);

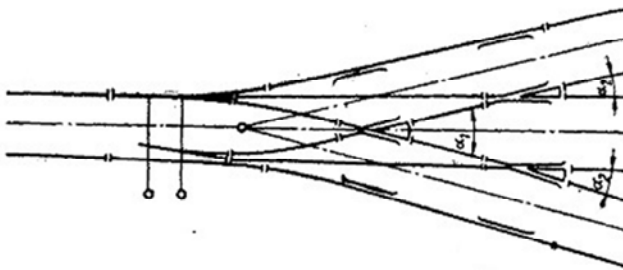


Рис. 5.5. Двойной симметричный стрелочный перевод

– двойной несимметричный односторонний стрелочный перевод (рис. 5.6);

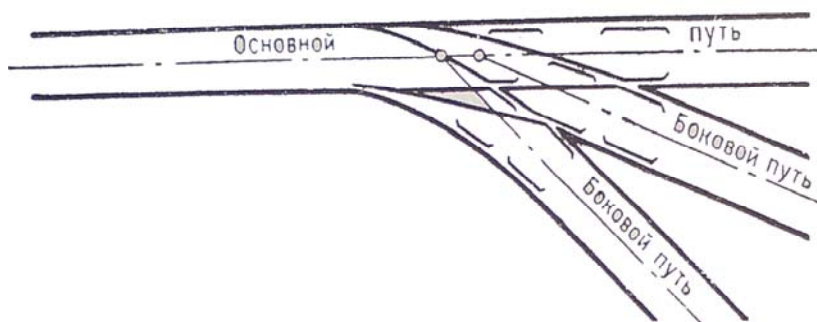


Рис. 5.6. Двойной несимметричный односторонний стрелочный перевод (с указанием путей)

– двойной несимметричный разносторонний стрелочный перевод (рис. 5.7);

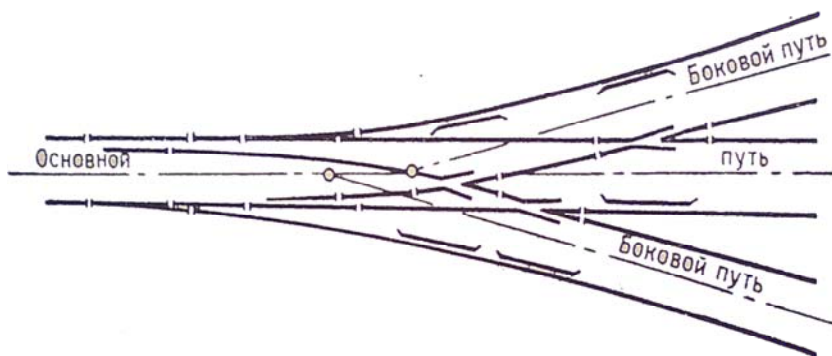


Рис. 5.7. Двойной несимметричный разносторонний стрелочный перевод

– двойной симметричный комбинированный стрелочный перевод (рис. 5.8);

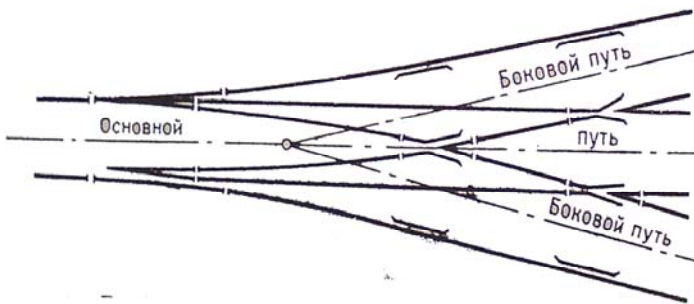


Рис. 5.8. Двойной симметричный комбинированный стрелочный перевод  
 – одиночный перекрестный стрелочный перевод (рис. 5.9);

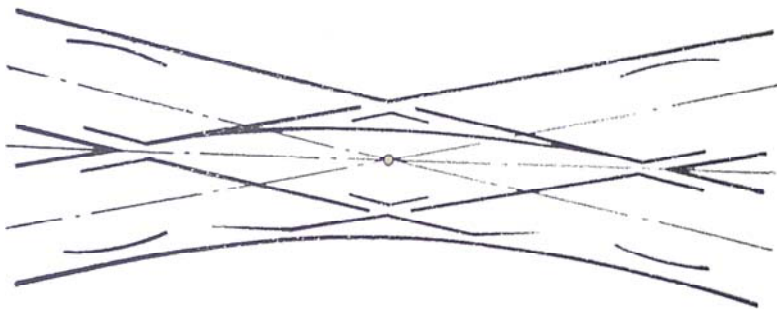


Рис. 5.9. Одиночный перекрестный стрелочный перевод  
 – двойной перекрестный стрелочный перевод (рис. 5.10);

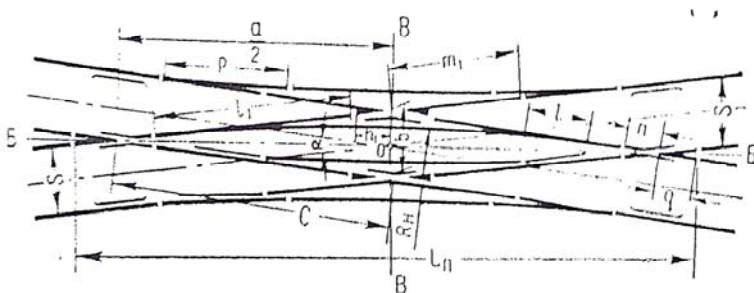


Рис. 5.10. Двойной перекрестный стрелочный перевод

– симметричное разветвление одного пути на четыре направления (рис. 5.11);

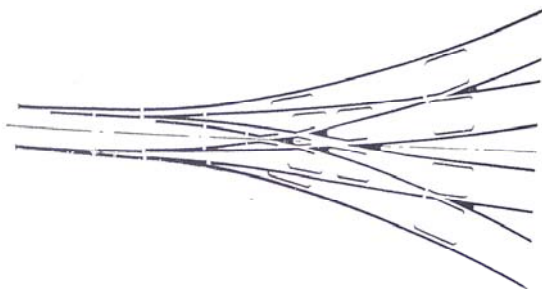


Рис. 5.11. Симметричное разветвление одного пути на четыре направления

– сплетенный перекрестный стрелочный перевод (рис. 5.12);

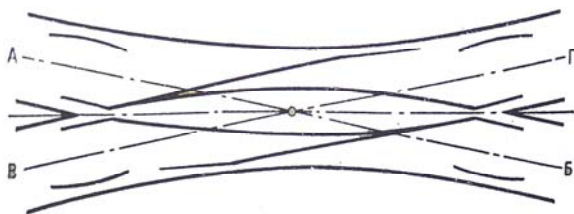


Рис. 5.12. Сплетенный перекрестный стрелочный перевод

2. Глухие пересечения бывают:

– прямоугольные (рис. 5.13);

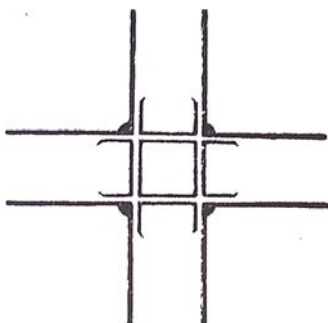


Рис. 5.13. Прямоугольное глухое пересечение

– косоугольные (5.14);

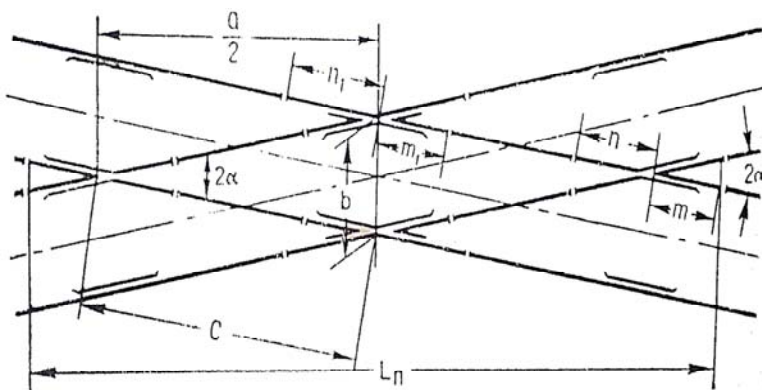


Рис. 5.14. Косоугольное глухое пересечение

– криволинейные и др.

3. *Соединения путей* – съезды, стрелочные улицы, объезды, сплетения.

4. *Поворотные устройства* – треугольники, пятиугольники, петли, круги.

Расчет каждой из этих групп основан на геометрической увязке размеров всех составляющих их конструктивных элементов.

## 5.2. Расчёт обыкновенного стрелочного перевода

Наиболее распространены на сети дорог и чаще всего употребляются на главных и станционных путях обыкновенные переводы, количество которых составляет около 97 %. Вторыми по распространению являются симметричные переводы, количество достигает 2–3 %.

Простой (одиночный) стрелочный перевод (рис. 5.15) состоит из стрелки, соединительных путей (прямого и криволинейного) и крестовины с контррельсами. Все части стрелочного перевода уложены на шпалы и переводные брусья.

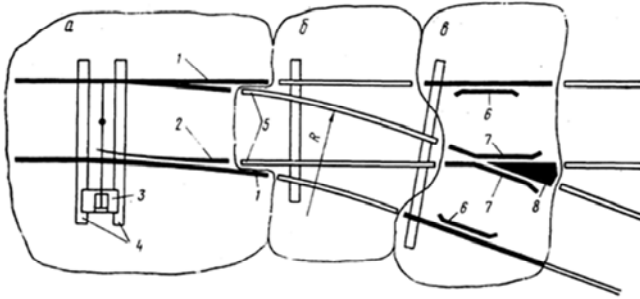


Рис. 5.15. Обыкновенный (одиночный) стрелочный перевод:  
*а* – стрелка с переводным механизмом; *б* – соединительные пути; *в* – крестовина с контррельсами; 1 – рамные рельсы; 2 – острия (перья); 3 – переводной механизм стрелки; 4 – переводные брусья; 5 – корни (неподвижные концы) остриев; 6 – контррельсы; 7 – усовики крестовины; 8 – сердечник крестовины

В качестве исходных данных для расчёта обыкновенного стрелочного перевода используются:

– марка крестовины

$$M = 1/N = \operatorname{tg}\alpha;$$

– угол между рабочими гранями острия и рамного рельса в корне острия  $\beta$ ;

– ширина колеи у переднего конца острия  $S$ ;

– ширина головки рельса  $v_0$ ;

– длина полунакладки  $q_n$ ;

– допуск на величину накладки;

– насадка колёс на оси  $T_{\min}$ , мм.

С использованием этих данных, вычисления производятся в следующем порядке.

1. Длина острия определяется по формуле

$$L_0 = \frac{t + v_0}{\sin\beta},$$

где  $t$  – желоб между наружной гранью острия и внутренней гранью рамного рельса, мм:

$$t \geq S_{\max} - h_{\min} - T_{\min} - 2\mu,$$

где  $S_{\max}$  – ширина колеи:  $S_{\max} = 1520 + 6$  мм;

$h_{\min}$  – толщина гребня:  $h_{\min} = 25$  мм;

$T_{\min}$  – насадка колёс:  $T_{\min} = 1440 - 3$  мм;

$\mu$  – величина развития толщины гребня с наружных сторон:  $\mu = 3$  мм.

2. Исходя из условия возможности устройства нормальных стыков вычисляется длина передней и задней части крестовины.

а) Длина передней части крестовины

$$p = p' + p'',$$

где  $p'$  – расстояние от накладки до математического центра крестовины:

$$p' = (50 + u - v_0)N,$$

где 50 мм – ширина между подошвами рельсов в месте установки накладок;

$u$  – ширина подошвы рельса, мм;

$v_0$  – ширина головки рельса, мм;

$p''$  – длина полунакладки, мм.

б) Длина задней части крестовины

$$q = q' + q'',$$

где  $q'$  – расстояние от математического центра крестовины до накладки:

$$q' = (50 + u - v_0)N;$$

$q''$  – длина полунакладки, мм.

в) Угол крестовины  $\alpha$  определяется выражением

$$\operatorname{tg} \alpha = 1/N.$$

Если известно значение  $N$  или  $M$ , то:

при $N = 6$	$\alpha = 9^\circ 27' 45''$	$N = 22$	$\alpha = 2^\circ 35' 50''$
$N = 8$	$\alpha = 7^\circ 25'$	$M = 2/6$	$\alpha = 18^\circ 55' 30''$
$N = 9$	$\alpha = 6^\circ 20' 25''$	$M = 2/9$	$\alpha = 12^\circ 40' 50''$

$$N = 11 \quad \alpha = 5^{\circ}11'40'' \quad M = 2/11 \quad \alpha = 10^{\circ}23'20''$$

$$N = 18 \quad \alpha = 3^{\circ}10'12''$$

г) Геометрический периметр стрелочного перевода определяется путём проецирования всех его элементов на вертикальную и горизонтальную оси:

$$S = l_0 \cdot \sin\beta + (R + S/2)(\cos\beta - \cos\alpha) + h\sin\alpha;$$

$$L_t = l_0 \cdot \cos\beta + (R + S/2)(\sin\alpha - \sin\beta) + h\cos\alpha,$$

где  $S$  – ширина колеи у переднего конца остряка;

$R$  – радиус переводной кривой;

$l_0$  – длина остряка;

$h$  – прямая вставка между центром крестовины и концом переводной кривой (минимальное значение).

Ее необходимо увеличивать на половину длины рельсовой накладки.

Значение радиуса переводной кривой определяют по формуле

$$R = \frac{S - l_0 \sin\beta + h\sin\alpha}{\cos\beta - \cos\alpha} - S/2.$$

д) Полная длина стрелочного перевода будет

$$L_{\Pi} = L_m + m + q + K,$$

где  $L_m$  – теоретическая длина стрелочного перевода;

$m$  – расстояние от начала остряка до первого стыка рамного рельса;

$q$  – длина задней части крестовины;

$K$  – длина пригоночного рельса.

Длина пригоночного рельса подбирается из условия, чтобы практическая длина стрелочного перевода была

$$L_{\Pi} = l_p + (c - 1)l_n + \lambda(c - 1),$$

где  $l_p$ ,  $l_n$  – длина рамного и нормального рельса;

$\lambda$  – величина стыковых зазоров;

$c$  – число звеньев в переводе.

Расстояние от начала рамного рельса до центра перевода



$$a = L_m - SN + m$$

и до конца крестовины

$$b = SN + q.$$

### 5.3. Расчет симметричного стрелочного перевода

Симметричный стрелочный перевод имеет те же основные элементы, что и обыкновенный, но благодаря меньшей длине остряков, крестовины и переводной кривой позволяет значительно сократить длину соединения путей. Симметричные переводы применяются при разветвлении основного пути на два под одинаковым путем при укладке путей на станциях. Весьма редко применяются разносторонние несимметричные стрелочные переводы, имеющие разные углы отклонения от основного обоих путей.

На рис. 5.16 показана схема симметричного перевода с прямыми остряками, расчетный контур которого  $ABCD$ . Теоретической длиной  $L_m$  в симметричном переводе считается расстояние от острия  $A$  острия до математического центра крестовины  $C$ , измеренное по направлению основного (прямого) пути.

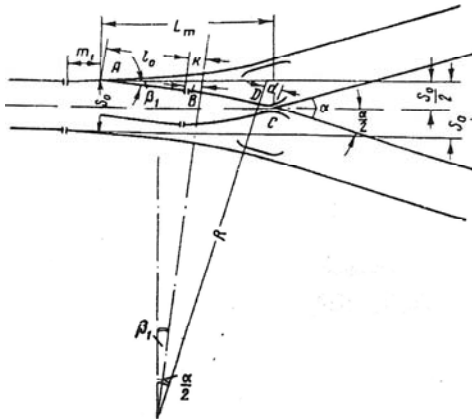


Рис. 5.16. Симметричный стрелочный перевод

Вертикальная проекция контура  $ABCD$  равна  $S_0/2$ , где  $S_0$  – ширина колеи у острья остряка.

Проектируя элементы перевода на оси стрелочного перевода с прямыми остряками, будем иметь

$$S_0/2 = (l_0 + k)\sin\beta_1 + R(\cos\beta_1 - \cos \alpha/2) + d\sin \alpha/2;$$

$$L_m = (l_0 - k)\cos\beta_1 + R(\sin \alpha/2 - \sin\beta_1) + d\cos \alpha/2,$$

где  $\beta$  – стрелочный угол;

$\alpha$  – угол крестовины.

Порядок определения основных размеров симметричного стрелочного перевода аналогичен как и при расчете обыкновенного стрелочного перевода.

#### 5.4. Двойной перекрестный стрелочный перевод

Двойной перекрестный стрелочный перевод обеспечивает движение через него поездов по четырем направлениям: по двум прямым взаимно пересекающимся направлениям и по двум боковым. Он заменяет систему, состоящую из двух одиночных обыкновенных стрелочных переводов, уложенных навстречу один другому. При этом длина перекрестного стрелочного перевода будет почти в два раза меньше длины, занятой двумя одиночными обыкновенными стрелочными переводами.

Перекрестный стрелочный перевод состоит из следующих основных частей:

две острые крестовины с контррельсами, лежащими против них;

две тупые крестовины;

четыре пары остряков;

рельсы между крестовинами, образующие нити прямых и кривых; переводные брусья.

Расчет и конструирование стрелок и острых крестовин перекрестного стрелочного перевода практически аналогичен расчету и конструированию этих элементов для одиночного обыкновенного стрелочного перевода.

Основными размерами двойного перекрестного стрелочного перевода (рис. 5.17) являются:

- размеры ромба пересечения перекрестного стрелочного перевода:  $A, B, C$ ;
- расстояние от математического центра острой крестовины до начала острьков  $l$ ;
- радиус переходной кривой  $R$ ;
- практическая длина перевода  $L_{\text{п}}$ .

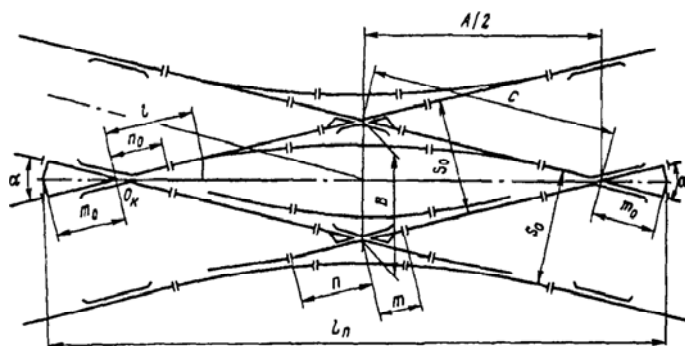


Рис. 5.17. Расчетная схема определения геометрических параметров двойного перекрестного стрелочного перевода

Исходными данными для проектирования являются марка острой крестовины, размеры переднего и заднего ее вылетов ( $h$  и  $p$  соответственно)

**Определение размеров ромба пересечения перекрестного стрелочного перевода.** В соответствии с расчетной схемой размеры ромба пересечения определяются следующими выражениями:

- большая диагональ ромба

$$A = S_0 / (\sin \alpha / 2),$$

где  $S_0$  – ширина колеи;

- малая диагональ ромба

$$B = S_0 / (\cos \alpha / 2);$$

- сторона ромба

$$C = S_0 / (\sin \alpha);$$

– полная длина перекрестного стрелочного перевода

$$L_{\text{п}} = A + \frac{2p}{\cos \alpha/2};$$

– осевые размеры перевода

$$U = p + A/2(\cos \alpha/2).$$

### 5.5. Расчет нормального (несокращенного) съезда

При соединении двух путей с расстоянием между ними до 7,5 м применяют обычные (несокращенные) съезды, состоящие из двух стрелочных переводов и прямой вставки между ними.

*Нормальный*, т. е. несокращенный съезд – соединение двух параллельных путей при помощи соединительного прямого пути, расположенного под углом крестовины. На рис. 5.17 показано изображение в осях нормального (несокращенного) съезда.

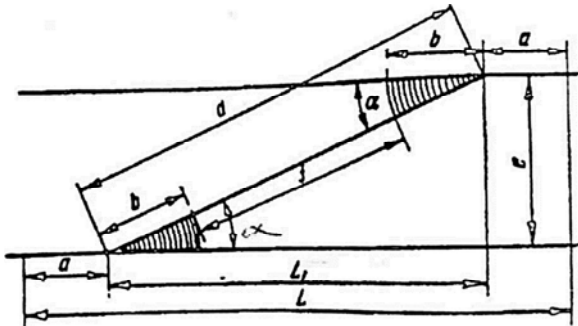


Рис. 5.18. Нормальный (несокращенный) съезд (в осях)

Зная элементы стрелочных переводов и междупутье, т. е. расстояние между осями смежных путей, определяют следующие величины съезда:

расстояние между центрами стрелочных переводов

$$d = \frac{e}{\sin \alpha},$$

проекцию  $d$  на горизонтальную ось

$$L_1 = \frac{e}{\operatorname{tg} \alpha},$$

прямую вставку (расстояние между стрелочными переводами)

$$d = 2b + f,$$

откуда

$$f = \frac{e}{\sin \alpha} - 2b = d - 2b;$$

полную длину съезда

$$L = L_1 + 2a = \frac{e}{\operatorname{tg} \alpha} + 2a.$$

С учетом расстояния от острька до первого стыка рамного рельса  $m$  общая длина нормального (несокращенного) съезда

$$L_{\text{общ}} = L + 2m.$$

Нормальный съезд обычно состоит из двух одиночных стрелочных переводов и соединительного пути  $f$ , укладываемого между корнями их крестовин (рис. 5.19).

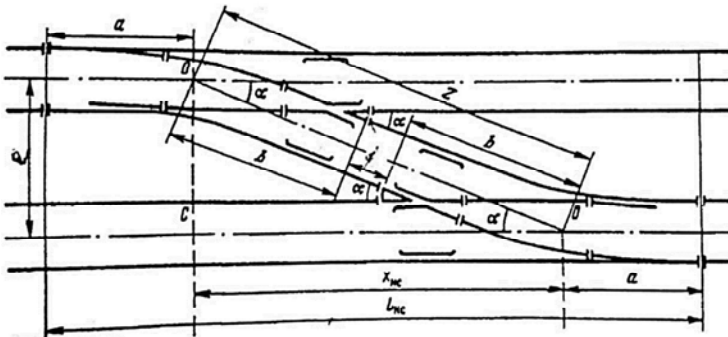


Рис. 5.19. Нормальный съезд

Для определения координат центров стрелочных переводов съезда линию  $OO_1$  проецируют на ось пути КЛ и перпендикулярную ей линию (междупутье  $e$ ):

$$x = (2b + f)\cos\alpha = \frac{e}{\operatorname{tg}\alpha};$$

$$y = e = (2b + f)\sin\alpha.$$

### 5.6. Расчет сокращенного съезда

При расположении соединяемых путей на значительном расстоянии в целях сокращения длины съезда применяют так называемый сокращенный съезд.

Сокращенный съезд соединяет пути при помощи обратных кривых радиуса  $R$  прямой вставки  $f$ , устраиваемой между ними (рис. 5.20).

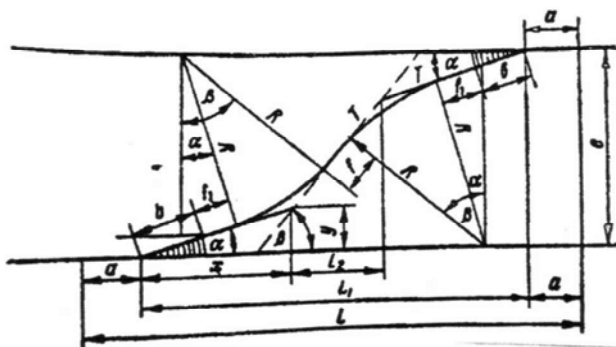


Рис. 5.20. Сокращенный съезд

С целью определения элементов, необходимых для разбивки такого съезда, должны быть заданы:

- марка крестовины и осевые размеры стрелочного перевода ( $N, a, b$ );
- междупутное расстояние  $e$ ;
- радиусы кривых  $R$ , расположенных на переходе между стрелочными переводами;

– длина прямой вставки, которую обычно принимают не менее 10 м (если по съезду движение поездов предусмотрено с небольшими скоростями, то она может быть принята равной нулю).

При известных значениях  $e$ ,  $R$  и  $f$  находят угол  $\beta$  и полную длину съезда  $L$ . Величина прямой вставки  $f$  берется в зависимости от базы подвижного состава; значения  $e$  и  $R$  принимаются в соответствии с ПТЭ.

Проецируя съезд на перпендикуляр к продольной оси, получим выражение

$$2(b + f_1)\sin\alpha + 2R(\cos\alpha - \cos\beta) + f\sin\beta = e.$$

Из этого выражения определяют угол  $\beta$ .

Проекция съезда на продольную ось пути позволит найти следующие величины:

$$L_1 = 2[(b + f_1)\cos\alpha + R(\sin\beta - \sin\alpha)] + f\cos\beta;$$

$$L_2 = (f + 2T)\cos\beta;$$

$$L = L_1 + 2a = 2[(b - f_1)\cos\alpha + R(\sin\beta - \sin\alpha)] + f\cos\beta + 2a.$$

Основные координаты съезда определяются по формулам

$$T = R \operatorname{tg} \frac{\beta - \alpha}{2};$$

$$x = (b + f_1 + T)\cos\alpha;$$

$$y = (b + f_1 + T)\sin\alpha.$$

### 5.7. Расчеты перекрестных съездов

Съезды представляют собой соединения двух близлежащих рельсовых путей посредством стрелочных переводов, а иногда и глухих пересечений (рис. 5.21 и 5.22). Они состоят из путей, включающих прямые и кривые участки, и из стрелок, переводящих путь с одного направления на другое.

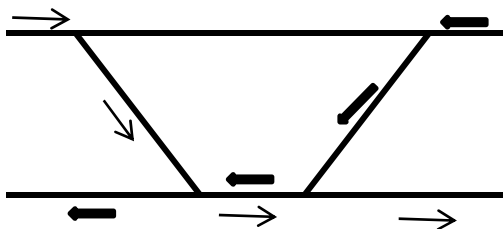


Рис. 5.21. Съезд

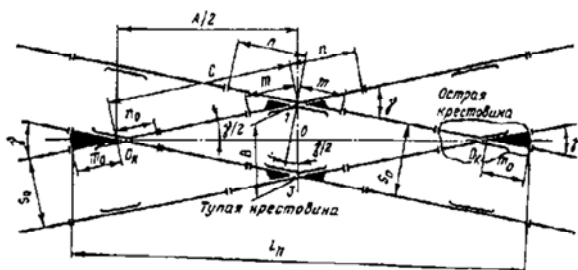


Рис. 5.22. Схема косоугольного (ромбического глухого пересечения)

В зависимости от расположения и плана соединяемых путей различают съезды: обыкновенные перекрестные (рис. 5.23) и сокращенные.

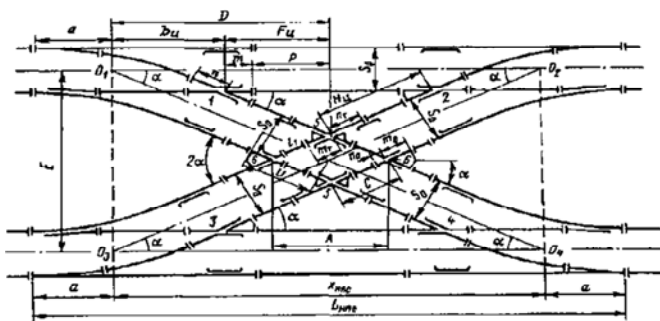


Рис. 5.23. Обыкновенный перекрестный съезд

При необходимости соединить два параллельных пути встречными съездами иногда прибегают к укладке так называемого перекрестного съезда. Перекрестный или двойной съезд представляет собой пересе-



чение двух одиночных съездов. Он имеет четыре стрелочных перевода и глухое пересечение, помещаемое между корнями крестовин. Перекрестные съезды укладываются в стесненных условиях, когда для последовательного расположения двух одиночных съездов нет участка достаточной длины, если же нет ограничений по размерам территории, то устраивают более простые и безопасные съезды.

Стрелка состоит из двух рамных рельсов, двух остряков, двух комплектов корневого крепления остряков, переводного механизма, опорных, упорных и крепежных деталей. Рамные рельсы изготавливают из обычных рельсов, как правило, стандартной длины 12,5 м – при марках 1/9, 1/11, при марках 1/18 – 25 м.

Рамный рельс, лежащий на прямом направлении, – прямолинейный, а на боковом – криволинейный. В отличие от путевых рельсов рамные рельсы имеют ряд дополнительных отверстий для крепления корневого узла, упорных накладок и переводного устройства.

Остряки изготавливают из остряковых рельсов ОР50, ОР65, ОР75 высотой, пониженной на 40 мм. Пониженная высота остряков принята для того, чтобы не ослаблять подошву рамного рельса, к которому прижимается остряк.

Крестовина предназначена для устройства пересечения рельсовых нитей в одном уровне. В перекрестных переводах и глухих пересечениях имеются как острые, так и тупые крестовины. Основными частями острой крестовины без подвижных элементов являются сердечник и два усовика (рис. 5.24).

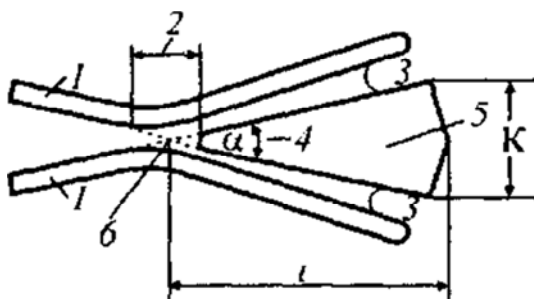


Рис. 5.24. Схема крестовины:

- 1 – усовики; 2 – вредное пространство; 3 – желоб; 4 – сердечник;  
5 – хвост крестовины; 6 – математический центр; K – ширина сердечника крестовины; l – длина сердечника крестовины;  $\alpha$  – угол крестовины

Пересечение рабочих граней сердечника крестовины называется *математическим центром крестовины*, угол  $\alpha$  между ними – углом крестовины. Самое узкое место между усовиками называется горлом крестовины. Участок между горлом крестовины и практическим острием сердечника называется *вредным пространством*. На этом участке гребни колес не направляются рабочей гранью – прерывается рельсовая нить. Для того чтобы колеса своими гребнями не могли попасть во «враждебный» желоб или вызвать набегание на сердечник, против крестовины укладываются контррельсы.

Выпускаются крестовины типа Р-65 марки 1/11 с подвижным элементом-сердечником, который создает непрерывность рельсовой колеи в зоне перекатывания колес с усовика на сердечник (рис. 5.25). Усовая часть этих крестовин цельнолитая, подвижный сердечник выполнен сборным из остяковых рельсов ОР65. В связи с отсутствием вредного пространства такие крестовины исключают применение контррельсов и позволяют обеспечить плавное движение поездов при высоких скоростях. К недостаткам крестовин с подвижным сердечником, т. е. с непрерывной поверхностью катания, относят необходимость применения второго переводного механизма и сложность обслуживания стрелочного перевода.

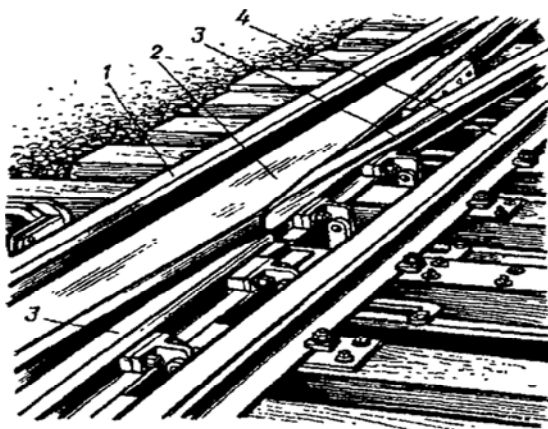


Рис. 5.25. Тупая крестовина с подвижным сердечником:

- 1 – наружный рельс перекрестного стрелочного перевода; 2 – усовик;
- 3 – сердечник-остряк; 4 – внутренний рельс перекрестного стрелочного перевода

## 5.8. Расчет стрелочной улицы под углом крестовины

Расчет стрелочной улицы с уклоном  $\alpha$  (рис. 5.26), равным углу крестовины, сводится к определению координат центров переводов и вершины угла поворота (точка  $B$ ).

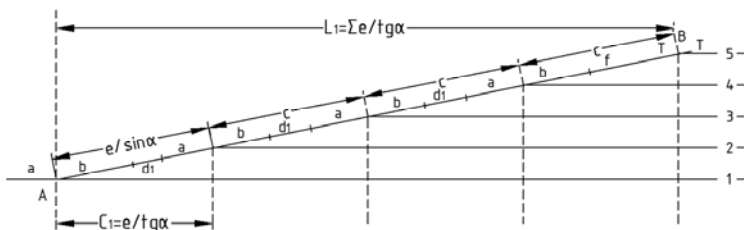


Рис. 5.26. Стрелочная улица под углом крестовины

Также проверяется достаточность прямой вставки  $d$ . Значения искомых величин можно определить по формулам:

– абсцисса центра перевода

$$x = c_1 = e / \operatorname{tg} \alpha;$$

– ордината центра перевода

$$y = e;$$

– расстояние между центрами двух смежных переводов

$$c = e / \sin \alpha ;$$

– тангенс кривой

$$T = R \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2};$$

– кривая

$$K = \pi R \alpha / 180.$$

Длина соединительной прямой от хвоста крестовины до стыка рамного рельса следующего перевода

$$d_1 = \frac{e}{\sin \alpha} - l_n,$$

где  $l_n$  – практическая длина стрелочного перевода.

Длина стрелочной улицы по проекции от центра первого перевода до вершины угла поворота крайнего пути

$$L_1 = \frac{\sum e}{\operatorname{tg} \alpha} = \sum e N,$$

где  $N$  – значение марки крестовины.

Центр первого перевода принимают за начало координат и, проецируя на горизонтальную ось  $X$  и вертикальную ось  $Y$  известные расстояния с учетом угла наклона, находят координаты  $x$  и  $y$  центров переводов и вершин углов поворота.

Для рассматриваемых точек стрелочной улицы

$$x = \frac{\sum e}{\operatorname{tg} \alpha}; \quad y = \sum e.$$

Вычисленные координаты записывают в специальную ведомость или заносят в графы координат стрелочной улицы.

### 5.9. Стрелочные улицы под двойным углом крестовины

Стрелочные переводы 1, 2, 3 располагаются по схеме попутной укладки (рис. 5.27). Достоинством этой улицы является сокращенная длина стрелочной зоны, а следовательно, и маневрового рейса. Стрелочная улица под двойным углом крестовины применяется

преимущественно в горловинах приемоотправочных парков, имеющих более четырех-пяти путей.

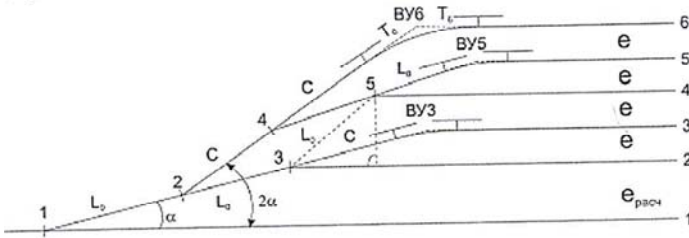


Рис. 5.27. Стрелочная улица под двойным углом крестовины

В общем случае расстояние между центрами переводов 1–2 и 2–3

$$L_0 = L_n - d.$$

Зная  $L_0$ , можно определить расчетную ширину первого междупутья  $e_p$  и координаты центра перевода 2:

$$e_p = 2 L_0 \sin \alpha.$$

Расстояние  $c$  между центрами переводов по улице, наклоненной под углом  $2\alpha$ , определяется из уравнения

$$c = \frac{2e}{\sin 2\alpha}.$$

Для определения координат центров других переводов и вершин углов поворотов используются найденные координаты центра перевода 2, а также известные расстояния  $c$  и  $L_0$ .

Координаты вершины угла поворота крайнего пути определяются по формуле

$$X_{\text{вв}} = x_2 + \frac{\sum e - y_z}{\text{tg } 2\alpha} = L_0 \cos \alpha - \frac{\sum e - L_0 \sin \alpha}{\text{tg } 2\alpha}.$$

Для проверки вставки на крайнем пути необходимо определить расстояние от центра перевода 2 до вершины угла поворота на крайнем пути, зная координаты:

$$\frac{\sum e - y_2}{\sin 2\alpha} = \frac{\sum e - L_0 \sin \alpha}{\sin \alpha}; \quad f_{\Pi} = \frac{\sum e - L_0 \sin \alpha}{\sin \alpha} - (\sum c + b + T_{\Pi}),$$

где  $\sum c$  – расстояние от центра перевода 2 до перевода на прямом участке стрелочной улицы;

$T_{\Pi} = R \operatorname{tg} \alpha$  – тангенс кривой на крайнем пути.

Вставки  $f$  определяются по формуле

$$f = \frac{e}{\sin \alpha} - (b + T).$$

В случае когда первое междупутье одинаково с другими, а также при нечетном числе путей в парке, схема стрелочной улицы изменяется, как показано пунктиром. Второй путь парка примыкает к основному пути переводом 3; расстояние между переводами 1 и 2 при новом положении перевода  $f$  будет не  $L_0$ , а несколько больше:

$$L_1 = \frac{2e}{\sin \alpha} - L_0.$$

Принцип расчета других элементов сохраняется и для измененной схемы.

Достоинством стрелочной улицы под двойным углом крестовины является сокращение длины стрелочной зоны. Она применяется преимущественно в горловинах приемоотправочных парков, имеющих более четырех-пяти путей.

### 5.10. Расчет стрелочной улицы на основном пути

*Стрелочная улица* – это путь, на котором располагается ряд стрелочных переводов на расчетном расстоянии друг от друга. В стрелочной улице, расположенной на основном пути (рис. 5.28), характерными точками являются центры стрелочных переводов и вершины круговых кривых. Центры переводов определяют по формуле

$$c = \frac{e}{\sin \alpha}.$$

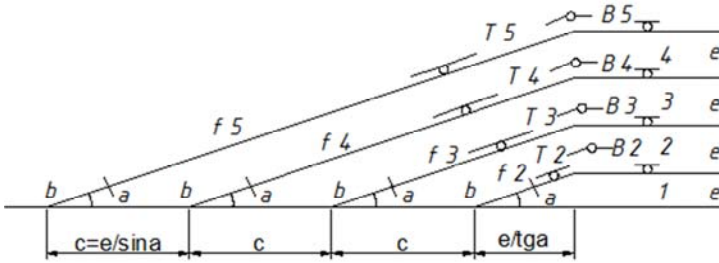


Рис. 5.28. Стрелочная улица, расположенная на основном пути

Центр круговой кривой на втором пути имеет координаты

$$x = c + e/\operatorname{tg}\alpha;$$

$$y = e.$$

Радиус этой кривой обычно задан. Последующие кривые концентричны. Радиусы кривых в последующих путях возрастают на величину  $e$ , т. е.  $R_3 = R_2 + e$ ;

$R_4 = R_2 + 2e$  и т. д. В общем виде эта зависимость может быть выражена формулой

$$R_n = R_{n-1} + e.$$

Значения  $T$ ,  $K$  и  $f$  определяются по формулам:

$$T = R_n \operatorname{tg}\alpha;$$

$$K = \frac{\pi R_n \alpha}{180};$$

$$f = \frac{e}{\sin \alpha} - (b + T).$$

Длина стрелочной улицы, расположенной на основном пути:

$$L_1 = \sum c + a + b + m + l_k,$$

где  $a$  и  $b$  – элементы стрелочного перевода;

$T$  – расстояние от стыка рамного рельса до начала остряка;

$l_k$  – расстояние от корня крестовины до предельного столбика.

### 5.11. Расчет веерной стрелочной улицы

Веерная стрелочная улица имеет ось в виде ломаной линии; угол ее направления меняется после примыкания каждого следующего пути. Различают веерные улицы неконцентрические и концентрические (рис. 5.29). Веерные неконцентрические (рис. 5.29, *a*) – с одинаковыми радиусами кривых участков всех путей, включенных в эту улицу. Веерные концентрические (рис. 5.29, *б*) – с радиусами, последовательно возрастающими на величину ширины междупутья. Такие улицы применяются при расположении стрелочной зоны в пределах кривой, чаще для соединения путей на территории локомотивного хозяйства. В зависимости от вида веерной улицы применяются различные методы расчета. При расчете неконцентрических стрелочных улиц обычно известны расстояние между осями путей  $e$ , радиус  $R$  сопрягающей кривой и расстояние между центрами переводов  $L_0$ , определяемое по схеме попутной укладки. Рассчитывают координаты центров переводов и вершин углов поворота, применяя общий метод проекции на оси  $X$  и  $Y$  и элементы кривых для известных углов  $\alpha$ ,  $2\alpha$ ,  $3\alpha$  и т. д.

При укладке неконцентрических улиц с постоянным радиусом кривых междупутья в голове парка уширяются, вызывая увеличение объема земляных работ. Для ликвидации этого недостатка можно увеличить радиусы кривых на каждом последующем пути. При этом надо следить, чтобы междупутья в кривых были не менее допускаемых по техническим условиям.



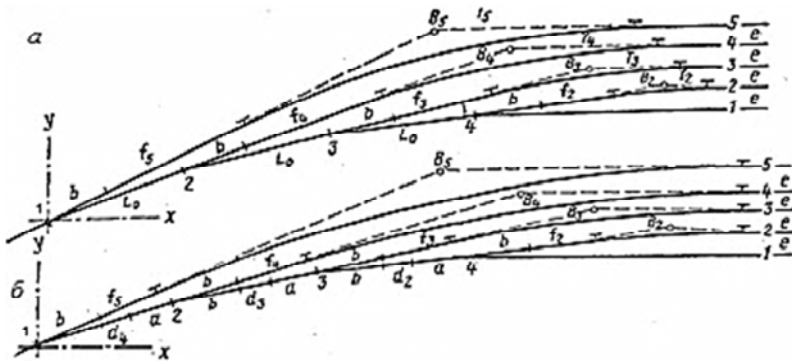


Рис. 5.29. Веерные стрелочные улицы:  
*a* – неконцентрические; *б* – концентрические

Координаты центров перевода рассчитываются по формулам:

$$\left. \begin{aligned} x_2 &= l_0 \cos 3\alpha; & y_2 &= l_0 \sin 3\alpha; \\ x_3 &= x_2 + l_0 \cos 2\alpha; & y_3 &= y_2 + l_0 \sin 2\alpha; \\ x_4 &= x_3 + l_0 \cos \alpha; & y_4 &= y_3 + l_0 \sin \alpha; \\ x_{b1} &= x_4 + e \operatorname{ctg} \alpha; & y_{b1} &= y_4 + e, \end{aligned} \right\}$$

где  $l_0$  – расстояние между центрами переводов,  
 $e$  – расстояние между осями путей.

Для определения вершин углов поворота путей обычно используется метод проекции по оси  $x$  и  $y$  с вычислением элементов кривых и с учетом параметров стрелочных переводов. Вычисляются:

– тангенс кривой

$$T_n = R \operatorname{tg} (\alpha(n-1) / 2),$$

где  $R$  – радиус сопрягающей кривой;  
– величина длины вставки  $d$ :

$$d_2 = l_0 - (a + b);$$

$$d_2 = d_3 = d_4,$$

где  $a$  и  $b$  – элементы стрелочного перевода;

– величина вставки  $f$ :

$$\left. \begin{aligned} f_2 &= (e / \sin \alpha) - (b + T_2); \\ f_3 &= (2e + (a + b + d_2) \sin \alpha) / (\sin 2\alpha - (b + T_3)); \\ f_4 &= (3e + (a + b + d_2) \sin \alpha + \\ &+ (a + b + d_3) \sin 2\alpha) / (\sin 3\alpha - (b + T_4)); \\ f_5 &= (3e + (a + b + d_2) \sin \alpha + (a + b + d_3) \sin 2\alpha + \\ &+ (a + b + d_4) \sin 3\alpha) / (\sin 4\alpha - (b + T_5)). \end{aligned} \right\}$$

В концентрических веерных стрелочных улицах кривые участки концентричны и начинаются в одном створе.

Радиус кривой на пути 2 принимают не менее 300 м. Для каждого последующего пути радиус кривой возрастает на величину  $e$ .

В расчете стрелочной улицы этого вида кроме координат центров переводов и вершин углов поворота определяют также длины вставок  $d$  и  $f$ . Минимальное значение  $d$  должно соответствовать требованиям схемы попутной укладки. Недостатком веерной концентрической улицы является изменение вставки  $d$  и, как следствие, появление рубок переменной длины при попутной укладке переводов. Веерные улицы применяются в тех случаях, когда из парка надо устроить выход на основной путь, расположенный к парку под углом более  $2\alpha$ , а также для крайних пучков больших парков.

Основные параметры концентрической улицы рассчитываются по формулам:

– радиус сопрягающей кривой

$$R_n = R_1 + e(n - 1);$$

– тангенс кривой

$$T_n = R_n \operatorname{tg} (\alpha(n - 1) / 2),$$

где  $R$  – радиус сопрягающей кривой;

– координаты центров перевода:

$$\left. \begin{aligned} x_2 &= l_3 \cos 3\alpha; & y_2 &= l_3 \sin 3\alpha; \\ x_3 &= x_2 + l_2 \cos 2\alpha; & y_3 &= y_2 + l_2 \sin 2\alpha; \\ x_4 &= x_3 + l_1 \cos \alpha; & y_4 &= y_1 + l_0 \sin \alpha; \\ x_{b1} &= x_4 + e \operatorname{ctg} \alpha; & y_{b1} &= y_4 + e, \end{aligned} \right\}$$

где  $l_1, l_2, l_3$  – расстояние между центрами переводов;  
 $e$  – расстояние между осями путей;  
– величину длины вставки  $d$ :

$$\left. \begin{aligned} d_2 &= l_1 - (a + b); \\ d_3 &= l_2 - (a + b); \\ d_4 &= l_3 - (a + b), \end{aligned} \right\}$$

где  $a$  и  $b$  – элементы стрелочного перевода;  
– величину длины вставки  $f$ :

$$\left. \begin{aligned} f_2 &= e / \sin \alpha - (b + T_2); \\ f_3 &= (2e + (a + b + d_2) \sin \alpha) / (\sin 2\alpha - (b + T_3)); \\ f_4 &= (3e + (a + b + d_2) \sin \alpha + \\ &+ (a + b + d_3) \sin 2\alpha) / (\sin 3\alpha - (b + T_4)); \\ f_5 &= (3e + (a + b + d_2) \sin \alpha + (a + b + d_3) \sin 2\alpha + \\ &+ (a + b + d_4) \sin 3\alpha) / (\sin 4\alpha - (b + T_5)). \end{aligned} \right\}$$

## 5.12. Расчет комбинированной стрелочной улицы

К *комбинированным стрелочным улицам* (рис. 5.30) относятся улицы, которые объединяют ряд улиц простейшего типа под углом крестовины. Они укладываются при большом числе парков путей. На рис. 5.30 простейшими улицами являются: 2–5 под углом крестовины; 1, 6–9 – на основном пути; 6 – сокращенная под  $2\alpha$  и 10–12 – сокращенная под углом  $3\alpha$ .

Расчет комбинированной улицы производится отдельно по каждому типу простейших улиц с последующей системной увязкой всех параметров.

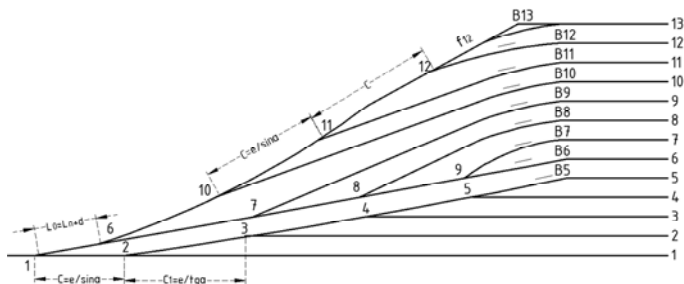


Рис. 5.30. Комбинированная стрелочная улица

### 5.13. Расчет поворотного треугольника

Кроме стрелочных переводов и их сочетаний, обеспечивающих перевод подвижного состава с одного пути на другой, в практике работы железных дорог применяются поворотные круги, треугольники и многоугольники с нечетным числом сторон. Поворотные треугольники могут быть как симметричными, так и несимметричными. Основные размеры поворотного треугольника определяются путем проекцирования его элементов на две взаимно перпендикулярные оси координат.

Если принять в качестве исходных величин угол крестовины  $\alpha$  и радиус круговой  $R$ , получим:

1. Для несимметричного треугольника (рис. 5.31):

– высота

$$H_{\Delta} = b \sin \alpha + R_1 \cos \alpha + b + a + l_T;$$

– длина основания

$$L_{\Delta} = 2(a + b \cos \alpha) + b \sin \alpha + R[\sin(90^\circ - \alpha) - \sin \alpha] + R_1(1 - \sin \alpha);$$

– радиус поворотного устройства

$$R_{\text{пу}} = \frac{R_1 \cos \alpha - b(\cos \alpha - 1)}{\sin(90^\circ - \alpha) - \sin \alpha},$$

где  $b$  – расстояние от центра перевода до конца крестовины;

$R$  – радиус кривой;

$l_T$  – длина тупика:  $l_T = l_{II} + l_3$ ;

$l_{II}$  – длина подвижного состава (единицы, подлежащей развороту);

$l_3$  – запасная длина пути;

$\alpha$  – угол крестовины.

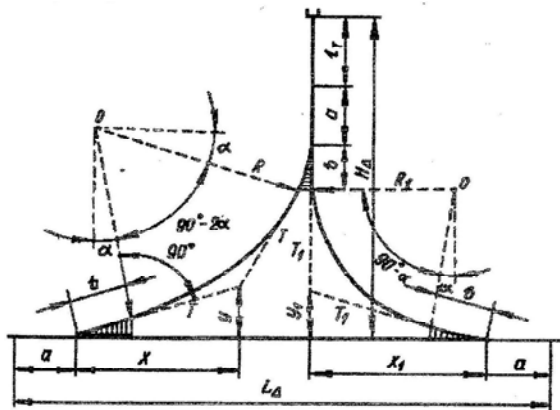


Рис. 5.31. Схема несимметричности поворотного треугольника

2. Для симметричного треугольника (рис. 5.32):

– высота

$$H_{\Delta} = (b_0 + f_1) \sin \alpha + (b'_0 + f_2) \cos \frac{\varphi}{2} + R \left[ \cos \alpha_1 - \cos \left( 90^\circ - \alpha_1 - \frac{\varphi}{2} \right) \right] + a' + l_T;$$

– длина основания

$$L_{\Delta} = 2 \left\{ (b_0 + f_1) \cos \alpha_1 + (b'_0 + f_2) \sin \frac{\varphi}{2} + R \left[ \sin \left( 90^\circ - \alpha - \frac{\varphi}{2} \right) - \sin \alpha_1 \right] + a_0 + m \right\},$$

где  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  – углы крестовины;

$\varphi$  – угол крестовины симметричного стрелочного перевода.

Общий вид симметричного поворотного треугольника представлен на рис. 5.32, 5.33.

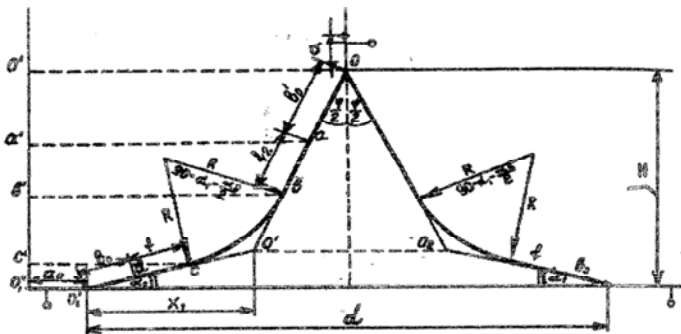


Рис. 5.32. Схема симметричного поворотного треугольника

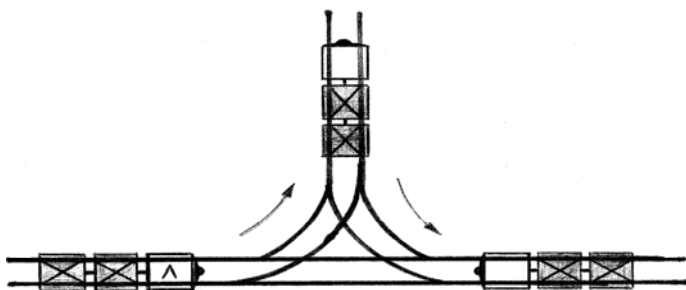


Рис. 5.33. Поворотный треугольник:  
Л – локомотив

Выбор формы треугольника осуществляется с учетом местных особенностей парка путей. Зная высоту и полную длину поворотного треугольника, можно найти необходимую величину площадки для устройства треугольника.

#### 5.14. Эпюра стрелочного перевода

На основании выполненных расчетов (см. п. 5.2) строится эпюра разбивки основных элементов стрелочного перевода на местности, укладки шпал и переводных брусьев, разрабатывается привязка стрелочного перевода к основному пути. На рис. 5.34 переведены эпюра стрелочного перевода типа Р65, марки крестовины 1/11 и схема его разбивки.

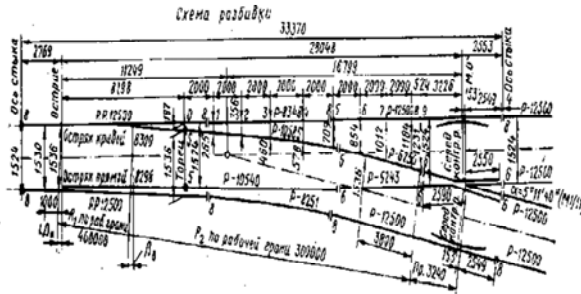
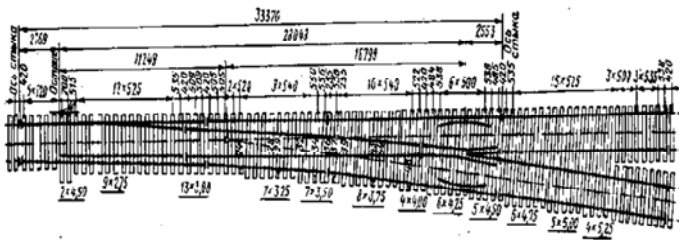


Рис. 5.34. Эюра стрелочного перевода типа Р65 марки крестовины 1/11: раскладка шпал и брусьев, геометрические характеристики

## 5.15. Примеры расчета соединения и перемещений

### Определение параметров глухого пересечения

На рис. 5.35 показано глухое пересечение двух прямолинейных путей.

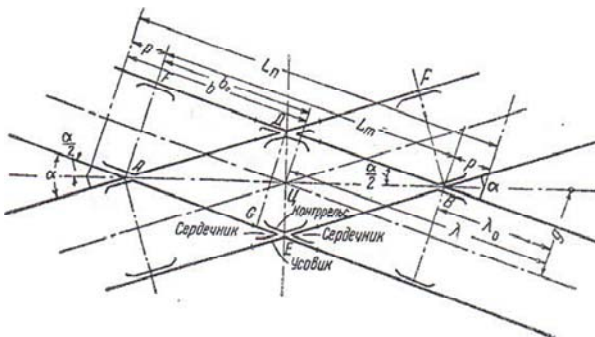


Рис. 5.35. Глухое пересечение

В пересечении образуется ромб  $ADBE$ . При пересечении под прямым углом ромб превращается в квадрат, в вершинах которого находятся прямоугольные крестовины. В остальных случаях в двух вершинах  $A$  и  $B$  ромба помещаются острые крестовины и в двух вершинах  $D$  и  $E$  – тупые.

Для разбивки глухого пересечения и определения протяжений, которые оно занимает по направлению каждого из путей, необходимо знать длины  $\overline{AB} = D_1$  и  $\overline{AB} = D_2$  большой и малой диагонали ромба, а также теоретическую  $L_T$  и практическую  $L_{\Pi}$  длину этого пересечения.

Центром  $\Pi$  глухого пересечения называется точка пересечения осей двух путей.

Из треугольника  $AFB$  и  $GDE$  имеем, что

$$D_1 = \frac{S}{\sin \frac{\alpha}{2}},$$

$$D_2 = \frac{S}{\cos \frac{\alpha}{2}},$$

где  $S$  – ширина колеи;

$\alpha$  – угол крестовины.

Из треугольника  $AFB$  определяется теоретическая длина  $L_T = \overline{FB}$ :

$$L_T = \frac{S}{\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}.$$

При найденном значении  $L_T$  получим, что

$$L_{\Pi} = L_T + 2p;$$



$$L_{\Gamma} = 2b_0;$$

$$L_{\Pi} = 2b;$$

$$b_0 = \frac{S}{2 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}};$$

$$b = b_0 + p,$$

где  $b_0$  – расстояние от центра глухого пересечения до математического центра острой крестовины (по оси пути);

$b$  – расстояние от центра глухого пересечения до торца крестовины (по оси пути);

$p$  – расстояние от математического центра острой крестовины до ее заднего стыка.

Формулы для  $b$  и  $b_0$  совпадают с формулами для аналогичных величин у обыкновенного и симметричного стрелочных переводов.

## **6. ТЯГОВЫЕ И ТРАНСПОРТНО-ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ РАСЧЕТЫ НА ЖЕЛЕЗНЫХ ДОРОГАХ**

Тяговые расчеты играют решающую роль как при выборе варианта трассы, так и в процессе эксплуатации железных дорог. Они являются определяющими при составлении графиков движения поездов, нормировании энергоресурсов на тягу поездов, решении ряда других технических и эксплуатационных задач.

### **6.1. Силы, действующие на поезд**

При выполнении тяговых расчетов необходимо учитывать силы, которые в процессе движения действуют на поезд. К ним относятся сила тяготения  $F$ , силы сопротивления движению поезда  $W$  и тормозная сила  $B$ .

Сила тяги может быть полной – приложенной ко всему поезду (Н), и удельной – приходящейся на единицу веса поезда (Н/кН).

Удельные силы принято выражать зависимостями:

– удельная сила тяги

$$f = \frac{F}{(P + Q)g};$$

– удельное сопротивление движению

$$w = \frac{W}{(P + Q)g};$$

– удельная тормозная сила

$$b = \frac{B}{(P + Q)g},$$

где  $P$  – расчетная масса локомотива, т;

$Q$  – масса состава вагонов, т;

$g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>.

**Сила тяги локомотива** возникает в результате работы двигателя локомотива и реализуется в контакте ведущих колес локомотива и рельса. Ее называют *касательной*.

Численное значение касательной силы определяется по формуле

$$F \leq P_{\text{сц}} g \psi,$$

где  $P_{\text{сц}}$  – сцепная масса локомотива, т (масса, приходящаяся на движущие оси локомотива);

$\psi$  – коэффициент сцепления колес с рельсом, зависящий от состояния пути, радиуса круговых кривых и особенностей ходовой части локомотива.

Для высокоскоростных поездов коэффициент  $\psi$  рекомендуется определять по формуле

$$\psi = 0,21 \cdot \frac{v + 200}{3v + 200} + \frac{q / g + 100}{4q / g + 100},$$

где  $v$  – скорость поезда, км/ч;

$q$  – нагрузка на рельс от колесной пары, кН;

$g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>.

Зависимость силы тяги локомотива от скорости определяется его тяговой характеристикой. Для различных типов локомотивов имеются различные тяговые характеристики.

**Силы сопротивления движению поезда.** Различают основное и дополнительное сопротивления движению поезда. Основное сопротивление имеет место при движении по прямому горизонтальному участку. Его значение (Н/кН) определяется эмпирическими формулами.

Для электровозов и тепловозов в тяговом режиме на звеньевом пути

$$w'_0 = 1,9 + 0,01v + 0,0003 v^2;$$

– в режиме холостого хода

$$w'_x = 2,4 + 0,011v + 0,00035 v^2.$$

Для электровозов и тепловозов в тяговом режиме на бесстыковом пути

$$w'_0 = 1,9 + 0,008v + 0,00025v^2;$$

– в режиме холостого хода

$$w'_x = 2,4 + 0,009v + 0,00035v^2.$$

Основное удельное сопротивление движения электропоездов ЭР22:

– на звеньевом пути

$$w'_0 = 1,1 + 0,012v + 0,000247v^2;$$

$$w'_x = 1,22 + 0,018v + 0,000247v^2;$$

– на бесстыковом пути

$$w'_0 = 1,1 + 0,01v + 0,000207v^2;$$

$$w'_x = 1,22 + 0,016v + 0,000207v^2.$$

Основное удельное сопротивление движению порожних четырехосных грузовых вагонов определяется по формулам:

– на звеньевом пути

$$w''_0 = 1,0 + 0,044v + 0,00024v^2;$$

– на бесстыковом пути

$$w''_0 = 1,0 + 0,042v + 0,00016v^2.$$

Основное удельное сопротивление движению грузовых вагонов при нагрузке на ось  $q_0 > 6$  т:

– четырехосных грузовых и рефрижераторных вагонов

$$w''_0 = 0,7 + \frac{3 + (0,1 / 0,09)v + (0,0025 / 0,0020)v^2}{q_0};$$

– восьмиосных грузовых вагонов

$$w''_0 = 0,7 + \frac{6 + (0,038 / 0,026)v + (0,0021 / 0,0017)v^2}{q_0};$$

– пассажирских вагонов

$$w''_0 = 0,7 + \frac{8 + (0,18 / 0,16)v + (0,0030 / 0,0023)v^2}{q_0}.$$

Цифры в числителе – сопротивления на звеньевом пути, в знаменателе – на бесстыковом пути.

Для порожних вагонов при массе  $q_0 < 6$  т основное удельное сопротивление движению поезда определяется по формулам:

– четырехосных вагонов на подшипниках скольжения

$$w_0'' = 1,5 + 0,042v + 0,00018v^2;$$

– четырехосных и шестиосных вагонов на рокиновых подшипниках

$$w_0'' = 1,0 + 0,042v + 0,00016v^2.$$

Средневзвешенное удельное сопротивление движению поезда (Н/кН) определяется по формулам:

– при движении в режиме тяги

$$w_0 = \frac{w_0' P + w_0'' Q}{P + Q};$$

– при движении в режиме холостого хода

$$w_x = \frac{w_x' P + w_x'' Q}{P + Q}.$$

При движении с места (трогании) сопротивление движению выражается зависимостью

$$w_{\text{тр}} = \frac{28}{q_0 + 7}.$$

### **Дополнительные сопротивления движению поезда от уклона.**

При движении по уклону (подъем) поезда массой  $(P + Q)$ , а следовательно, и весом  $(P + Q)g$  силы сопротивления раскладываются на составляющие (рис. 6.1).

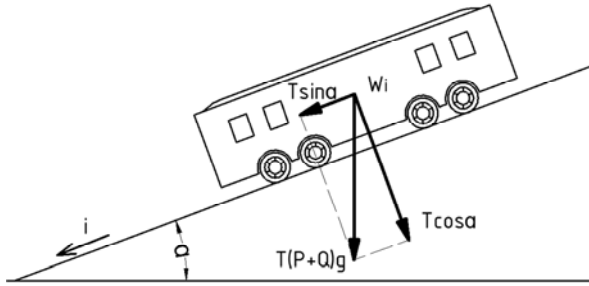


Рис. 6.1. Силы, действующие на поезд на уклоне

Дополнительное сопротивление от уклона  $W_i$  зависит от угла  $\alpha$  и определяется по формуле

$$W_i = 10^3 (P + Q)g \sin \alpha .$$

Принимая  $\sin \alpha \approx \operatorname{tg} \alpha$  и  $i = 10^3 \operatorname{tg} \alpha$ , можно записать

$$W_i \approx 10^3 (P + Q)g \operatorname{tg} \alpha \approx (P + Q)gi .$$

Удельное сопротивление от уклona

$$w_i \approx \frac{W_i}{(P + Q)g} \approx i, \text{ Н/кН} .$$

Таким образом, сопротивление от уклona равно числу тысячных уклona (например, при уклоне 5 ‰ удельное сопротивление  $w_i = 5 \text{ Н/кН}$ ).

**Дополнительное сопротивление движению поезда от кривой.** На основании проведенных исследований установлено, удельное сопротивление при движении по кривой, Н/кН, выражается зависимостью

$$w_r = \frac{700}{R} ,$$

где  $R$  – радиус круговой кривой, м.

Если длина кривой  $S_{кр}$  меньше длины поезда  $L_{п}$ , то дополнительное сопротивление от кривой определяют по формуле

$$w_r = \frac{700}{R} \cdot \frac{S_{кр}}{L_{п}}.$$

Но так как  $S_{кр} = \frac{\pi R \alpha}{180}$ , то после преобразования можно получить

$$w_r = \frac{700}{R} \frac{\pi R \alpha}{180 L_{п}}.$$

В случае если поезд одновременно располагается на нескольких кривых и сумма углов поворота всех кривых  $\sum \alpha$ , град, то

$$w_r = 12,2 \frac{\sum \alpha}{L_{п}}.$$

Если же учесть наличие непогашенного ускорения в кривой  $\tau_k$ ,  $m/c^2$ , то удельное сопротивление несколько увеличится и будет

$$w_r = \frac{200}{R} + 1,5 \tau_k,$$

$$\tau_k = \frac{v^2}{3,6^2 R} - \frac{h}{S} g,$$

где  $v$  – скорость движения поезда в кривой, км/ч;

$h$  – возвышение наружного рельса, мм;

$S$  – расстояние между осями головок рельсов:  $S = 1600$  мм;

$g$  – ускорение свободного падения,  $m/c^2$ .

Сопротивление от кривой принято выражать эквивалентным уклоном, т. е.  $w_r = i_3$ .

Приведенный подъем от кривой

$$i_k = \pm i + i_3 = \pm i + w_r.$$

**Тормозная сила поезда.** Как известно, торможение поезда может быть механическим (прижатие тормозных колодок к ободам колес) и электродинамическим (силой, создаваемой электродвигателем).

При механическом торможении тормозная сила определяется по формуле

$$B_T = 10^3 \varphi_{кр} \sum K_p,$$

где  $\varphi_{кр}$  – коэффициент трения тормозных колодок о колесо;

$\sum K_p$  – суммарная расчетная сила нажатия на тормозные оси, кН.

Значение  $\varphi_{кр}$  определяется:

– при чугунных колодках

$$\varphi_{кр} = \frac{0,27(v + 100)}{5v + 100};$$

– при композиционных колодках

$$\varphi_{кр} = \frac{0,36(v + 150)}{2v + 150};$$

где  $v$  – скорость поезда, км/ч.

Удельная тормозная сила поезда

$$b_m = \frac{B_m}{P + Q} = 10^3 \varphi_{кр} \frac{\sum K_p}{(P + Q)g} \varphi_{кр} = 10^3 \varphi_{кр} v_p, \text{ Н/кН},$$

где  $v_p = \frac{\sum K_p}{(P + Q)g}$  – расчетный тормозной коэффициент, кН/кН.

Сила тяги локомотива и сила сопротивления движению поезда являются исходными для определения массы состава, скоростей движения и других тягово-эксплуатационных показателей работы железнодорожного транспорта.



### Пример

Определить удельное средневзвешенное сопротивление движению поезда, состоящего из 20 груженых и 40 порожних четырехосных вагонов. Масса тары вагона 23,5 т, масса брутто 83 т.

### Решение

Основное удельное сопротивление груженых вагонов при массе  $g_p = 83 / 4 = 20,75$  т

$$w''_{0(1)} = 0,7 + \frac{3 + 0,09 + 0,0020v^2}{20,75} = 0,84 + 0,0043v + 0,00096v^2.$$

Основные удельные сопротивления порожних вагонов

$$w''_{0(2)} = 1,0 + 0,042v + 0,00016v^2.$$

Доля груженых вагонов в общей массе состава

$$\alpha_1 = \frac{20 \cdot 83,0}{20 \cdot 83,0 + 40 \cdot 23,5} = \frac{1660}{2600} = 0,64.$$

Доля порожних вагонов в составе

$$\alpha_2 = \frac{40 \cdot 23,5}{20 \cdot 83,0 + 40 \cdot 23,5} = \frac{940}{2600} = 0,36.$$

Средневзвешенное основное удельное сопротивление движению состава вагонов определяют по формуле

$$w''_0 = \sum_{j=1}^k w''_{0(j)} \alpha_j$$

или

$$w''_0 = (0,84 + 0,0043v + 0,00096v^2)0,64 + (1,0 + 0,042v + 0,00016v^2)0,36 = 0,90 + 0,0179v + 0,000119v^2.$$

При скорости 50 км/ч

$$w_0'' = 0,90 + 0,0179 \cdot 50 + 0,000119 \cdot 50^2 = 2,09 \text{ Н/кН.}$$

При скорости 100 км/ч

$$w_0'' = 0,90 + 0,0179 \cdot 100 + 0,000119 \cdot 100^2 = 3,88 \text{ Н/кН.}$$

## 6.2. Расчет массы состава и длины поезда

Масса состава может быть определена исходя из условия установившегося и неустановившегося движения.

При установившемся режиме сила тяги локомотива равна суммарному сопротивлению движению поезда:

$$F_{k(p)} = W_k = (w_0' + w_i)Pg + (w_0'' + w_i)Qg = (w_0' + i_p)Pg + (w_0'' + i_p)Qg,$$

откуда масса состава

$$Q = \frac{F_{k(p)} - (w_0' + i_p)Pg}{(w_0'' + i_p)g}, \quad (6.1)$$

где  $F_{k(p)}$  – расчетная сила тяги локомотива, Н, при скорости  $v_p$ ;

$i_p$  – руководящий уклон, ‰;

$w_0'$ ,  $w_0''$  – основное удельное сопротивление движению локомотива и состава вагонов, Н/кН, при  $v_p$ .

Если перейти от основного удельного сопротивления движению локомотива и вагонов к средневзвешенному сопротивлению поезда  $w_0$ , то формула (6.1) примет вид

$$Q = \frac{F_{k(p)}}{(w_0'' + i_p)g} - P. \quad (6.2)$$

Однако формулы (6.1), (6.2) будут справедливы, если  $w_0' \approx w_0''$ .

Неустановившееся движение поездов возможно в том случае, когда на пути имеются подъемы круче руководящего, которые могут быть преодолены за счет кинетической энергии. Расчетная масса в этом случае определяется методом подбора.

**Определение длины поезда.** Для размещения поезда на приемоотправочных путях необходимо, чтобы его длина с допуском 10 м не превышала полезную длину приемоотправочных путей.

Длина поезда с учетом указанного допуска

$$l_{\text{п}} = \sum_{j=1}^k \sum n_j l_j + l_{\text{л}} + 10,$$

где  $k$  – число групп однотипных вагонов в составе;

$l_j$  – длина вагона данной группы, м;

$n_j$  – число вагонов данной группы в составе;

$l_{\text{л}}$  – длина локомотива, м.

Число вагонов в каждой группе

$$n_j = \frac{Q \lambda_j}{q_i},$$

где  $Q$  – масса брутто вагона, т;

$\lambda_j$  – доля массы состава, приходящаяся на данную группу вагонов;

$q_i$  – масса брутто вагона данной группы, т.

Ориентировочно длину поезда можно определить по средней массе состава  $P$ , т/м, приходящейся на 1 м его длины:

$$l_{\text{п}} = \frac{Q}{P} + l_{\text{л}} + 10.$$

Значение  $P$  в зависимости от рода груза составляет 4–7 т/м при четырехосных вагонах и 7–8,5 т/м – при восьмиосных.

### **6.3. Расчет и построение диаграммы удельных равнодействующих сил**

Для построения диаграммы удельных равнодействующих сил производят вычисления применительно к трем режимам ведения

поезда: режиму тяги, режиму холостого хода (выбега) и режиму торможения (служебного и экстренного).

Равнодействующая сила, приходящаяся на единицу массы поезда при движении в режиме тяги на максимальной позиции контроллера машиниста, определяется по формуле

$$f_k - w_0 = \frac{F_k - W_0}{P + Q},$$

где  $F_k$  – сила тяги локомотива в контакте ведущих колес и рельса, кН;

$W_0$  – основное сопротивление движения поезда, кН;

$P + Q$  – вес поезда брутто, кН.

Удельное сопротивление движению локомотива на холостом ходу определяется по соответствующим формулам в зависимости от его вида к состоянию пути. Значение основного сопротивления при этом для локомотива будет

$$W_x = w_x P,$$

а для вагонов

$$W_0'' = w_{0(x)}'' Q.$$

Удельное сопротивление для поезда при этом определяется из выражения

$$w_{0(x)} = \frac{W_x + W_0''}{P + Q} = \frac{W_{0x}}{P + Q}.$$

Для определения диаграммы для режима торможения вычисляется тормозной коэффициент:

$$v_p = \frac{\sum K_p}{P + Q},$$

где  $\sum K_p = n_l k_{рл} + 4 n_4 k_{р4} + 6 n_6 k_{р6} + 8 n_8 k_{р8}$  – суммарная сила нажатия на все оси поезда, кН;

$n_l$  – число осей локомотива;

$n_4 - n_8$  – число вагонов каждого вида.

Кроме того, учитывается коэффициент трения  $\phi_{кр}$ . Его значение для различных материалов приведено выше.

Удельная сила трения вычисляется по формуле

$$b_k = 100v_p \phi_{кр}.$$

Значение равнодействующей силы, приложенной к поезду, в режиме служебного торможения для грузовых поездов

$$r = w_{0k} + 0,5b_k$$

и для пассажирских поездов

$$r = w_{0k} + 0,6b_k.$$

При экстренном торможении

$$r = w_{0k} + b_k.$$

Диаграмма, построенная применительно к трем режимам движения, представлена на рис. 6.2.

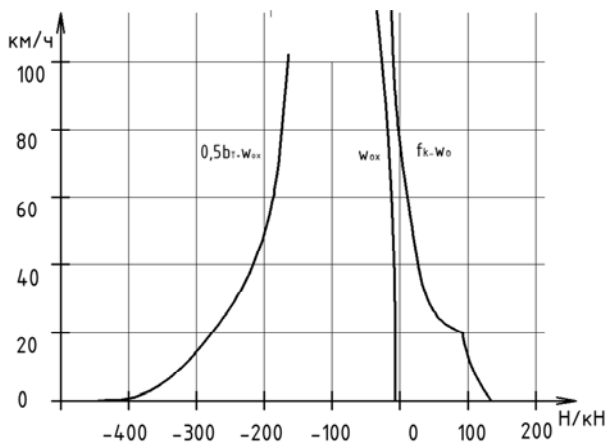


Рис. 6.2. Диаграмма удельных равнодействующих сил, приложенных к поезду, в режимах тяги, холостого хода и торможения

Следует, однако, иметь в виду, что эта диаграмма верна только для исходных данных, принятых при ее расчете и построении. При изменении характеристик состава или при построении диаграммы для движения в режиме тяги на промежуточных позициях контроллера машиниста необходимо выполнить расчеты для новых исходных данных. В то же время для использования диаграммы при движении на элементах профиля пути с уклонами, отличными от нуля, для подъемов начало координат достаточно перенести влево и вправо для спусков на число единиц, равное уклону, ‰, умноженному на 10. Диаграмма ускоряющих и замедляющих сил позволяет анализировать характер движения поезда, для которого она построена. Зная, что скорость движения поезда всегда стремится к равновесной, достаточно по уклону профиля пути и режиму движения найти значение равновесной скорости и сравнить его с текущим значением скорости движения.

#### 6.4. Определение скоростей движения и времени хода поезда

Для определения скорости движения и времени хода используется численное интегрирование уравнения движения поезда:

$$\frac{dv}{dt} = 120r(v),$$

где  $\frac{dv}{dt}$  – ускорение хода, км/ч<sup>2</sup>;

$r(v)$  – удельная равнодействующая сила, Н/кН.

Заменив производную  $\frac{dv}{dt}$  разностным отношением  $\frac{\Delta v}{\Delta t}$ , получим

$$\frac{dv}{dt} = 120r(v_{cp}), \quad (6.3)$$

где  $v_{cp}$  – среднее значение скорости в интервале  $dv$ .

За время  $\Delta t$ , ч, поезд пройдет путь  $\Delta S = v_{\text{ср}} \Delta t$ , км. Умножив обе части уравнения (6.3) на  $v_{\text{ср}}$  и произведя преобразование, получим

$$\Delta S = \frac{v_{\text{ср}} \Delta v}{120 r(v_{\text{ср}})}. \quad (6.4)$$

Поскольку  $v_{\text{ср}} = \frac{v_1 + v_2}{2}$  и  $\Delta v = v_2 - v_1$ , то формула (6.4) позволит получить

$$\Delta S = \frac{(v_2^2 - v_1^2) \cdot 10^3}{2 \cdot 120 r(v_{\text{ср}})} = \frac{4,17(v_2^2 - v_1^2)}{r(v_{\text{ср}})}, \text{ м.} \quad (6.5)$$

Время хода поезда при изменении скорости от  $v_1$  до  $v_2$  можно определить по средней скорости на участке пути  $\Delta S$ , м:

$$\Delta t = \frac{0,06 \Delta S}{v_{\text{ср}}}, \text{ мин.} \quad (6.6)$$

Используя зависимость (6.5), можно рассчитать протяженность пути  $S$  определенного профиля, на котором скорость поезда изменяется от начальной  $v_{\text{н}}$  до конечной  $v_{\text{к}}$ .

Для этого суммируют значение  $\Delta S$  в пределах от  $v_{\text{н}}$  до  $v_{\text{к}}$ :

$$\sum_{v=v_{\text{н}}}^{v=v_{\text{к}}} \Delta S(v). \quad (6.7)$$

Решение дифференциального уравнения движения

$$\frac{dv}{dt} = g \left( \frac{F_k - W_0}{P + Q} \right) \quad (6.8)$$

позволяет определить некоторые его характерные показатели, в том числе:

а) время разгона поезда

$$\int_{t_1}^{t_2} dt = \int_{v_1}^{v_2} \frac{dv}{gr(v)} = \Delta t = \frac{v_2 - v_1}{gr(v)};$$

б) путь разгона

$$\int_{t_1}^{t_2} dt = \int_{v_1}^{v_2} \frac{v dv}{2gr(v)};$$

в) путь торможения

$$\int_{v_1}^{v_2} ds = \int_{v_1}^{v_2} \frac{dv}{gr(v)};$$

$$S_T = \frac{v^2}{2gr(v)};$$

г) приращение скорости движения за время  $\Delta t$ :

$$v_2 - v_1 = \Delta v = g \Delta t (f_k - w_0).$$

С использованием этих показателей можно решить ряд задач транспортно-эксплуатационного характера.

Средняя квадратическая скорость движения на рассматриваемом участке железной дороги определяется по формуле

$$v_{\text{ср(кв)}} = \sqrt{\frac{n_1 Q_1 v_1^2 + n_2 Q_2 v_2^2 + \dots + n_n Q_n v_n^2}{n_1 Q_1 + n_2 Q_2 + \dots + n_n Q_n}},$$

где  $Q_i$  – масса  $i$ -го поезда брутто, т;

$n_i$  – количество поездов данной массы;

$v_n$  – скорость поездов данной массы, км/ч.



## 6.5. Расчет и построение кривой времени движения поезда

Кривой времени называют графическую зависимость  $t(s)$  времени движения поезда от пройденного пути. Ее строят по имеющейся кривой скорости на том же листе миллиметровой бумаги. Результаты построения кривой времени в дальнейшем используют для составления графика движения поездов, расчета нагревания тяговых электрических машин и расхода энергоресурсов на поездку.

Правила тяговых расчетов рекомендуют строить кривую времени способом Лебедева (способ МПС). Для этого слева от начала координат на расстоянии  $\Delta$  проводят вертикальную линию  $O'O''$ , как это показано на рис. 6.3.

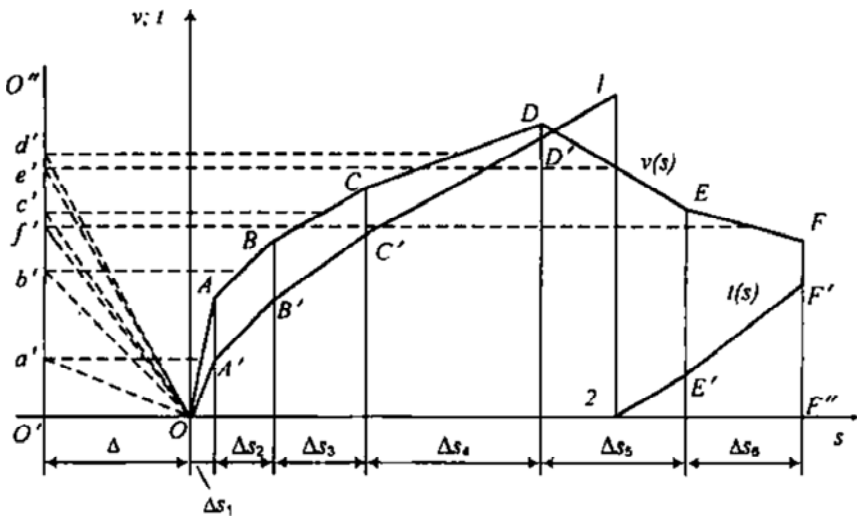


Рис. 6.3. Пример построения кривой времени способом Лебедева

Затем кривая скорости разбивается на отрезки  $OA$ ,  $AB$ ,  $BC$  и т. д. Это могут быть, например, отрезки, полученные при построении кривой скорости методом Липеца. Середины отрезков проецируют на линию  $O'O''$ , получая точки  $a'$ ,  $b'$  и т. д. К линии  $Oa'$  проводят перпендикуляр  $OA'$ , проходящий через начало координат. Этот отрезок представляет собой фрагмент кривой времени соответствующий изменению скорости движения поезда на расстоянии  $\Delta s_1$ .

Для второго отрезка пути  $\Delta s_2$  фрагмент кривой времени строится как перпендикуляр к отрезку  $Ob'$ , проходящий через  $A'$  – последнюю точку предыдущего отрезка кривой времени. Построения для последующих отрезков пути выполняются аналогично.

Из рисунка видно, что построение кривой времени не зависит от направления изменения скорости движения, поскольку время изменяется только в сторону увеличения. Чтобы не выходить за пределы выбранного формата, кривую времени можно строить, например, в пределах 10 мин. После достижения этого значения (точка 1 на рис. 6.3) продолжение кривой времени строят от нулевого значения (точка 2). Таким образом легко посчитать время хода, включающее на рассматриваемом участке пути полные интервалы времени по 10 мин. Приплюсовав к полученному значению время, определяемое отрезком  $F'F''$ , получают время хода поезда по участку.

Также время хода поезда по каждому из отрезков пути  $\Delta s_i$  можно рассчитать по средней скорости движения поезда на этих отрезках:

$$\Delta t_i = 60 \frac{\Delta s_i}{v_{\text{cp}}^i},$$

где  $\Delta t_i$ , мин, и  $v_{\text{cp}}^i$ , км/ч, – значения времени хода и средней скорости поезда на  $i$ -м отрезке пути длиной  $\Delta s_i$ , км.

## 6.6. Расчет времени хода поезда способом равновесных скоростей

Расчет времени хода поезда путем аналитического интегрирования уравнения движения поезда – процедура достаточно трудоемкая. Когда необходимо быстро рассчитать время хода, используют способ равновесных скоростей.

Этот способ предполагает следующие допущения:

- скорость движения в пределах элемента спрямленного профиля пути постоянна и равна равновесной;
- при переходе с одного элемента профиля на другой скорость движения поезда меняется мгновенно.

Кривая скорости движения поезда, построенная при таких допущениях для диаграммы ускоряющих (замедляющих) сил, приведенной на рис. 6.4, изображена на рис. 6.5.

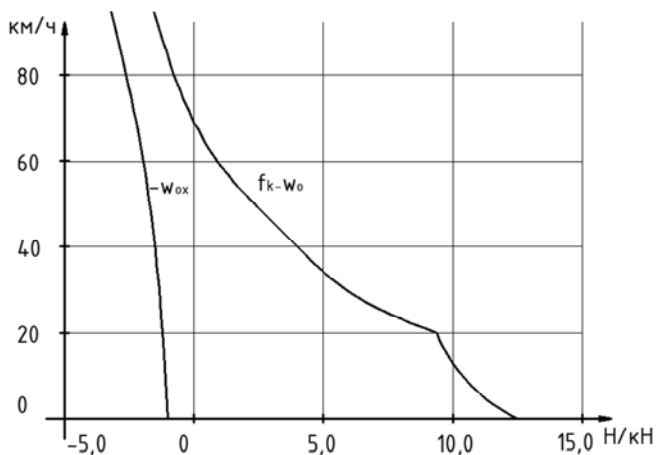


Рис. 6.4. Диаграмма удельных ускоряющих (замедляющих) сил

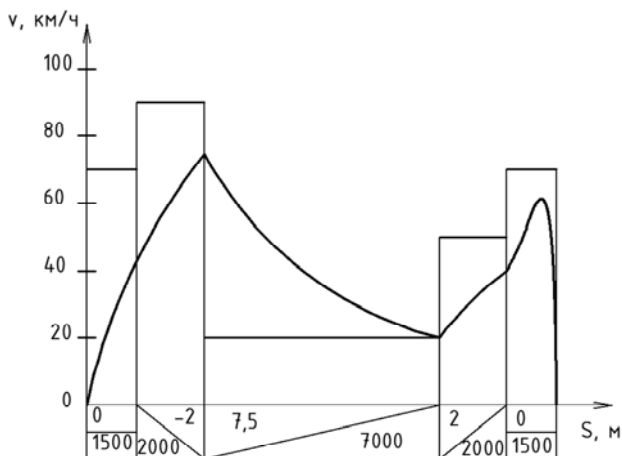


Рис. 6.5. Диаграмма к определению времени хода поезда методом равновесных скоростей (пример)

Равновесную скорость определяют по диаграмме удельных ускоряющих и замедляющих сил, восстанавливая вертикальную линию из точки на оси абсцисс, соответствующей величине уклона, ‰, умноженного на 10 (для подъемов влево – от начала координат, а для спусков – вправо). Координата на оси  $v$  точки пересечения этой линии и кривой ускоряющих (замедляющих) сил, построенной для соответствующего режима движения, и является значением равновесной скорости. Если ограничения по конструкционной скорости подвижного состава, по тормозам или по состоянию пути оказываются меньше, то для дальнейшего рассмотрения в качестве равновесной скорости принимают наименьшее из названных значений. На подъемах круче расчетного значения равновесной скорости принимают равными расчетной скорости  $v_p$ .

Время движения по элементу профиля пути длиной  $S_1$ , км, при постоянной скорости движения, равной равновесной  $v_1$ , км/ч, определим как  $t = 60 S_1 / v_1$ , мин. Тогда по рассматриваемому участку поезд пройдет за время

$$t = 60 \frac{S_1}{v_1} + 60 \frac{S_2}{v_2} + 60 \frac{S_3}{v_3} + 60 \frac{S_4}{v_4} + 60 \frac{S_5}{v_5} = 60 \sum_{i=1}^n \frac{S_i}{v_i}.$$

Сравним условную кривую скорости, состоящую из участков движения с постоянной скоростью движения и нанесенной на том же рисунке действительной кривой скорости. На одних элементах действительная скорость ниже равновесной, а на других – выше. Даже там где скорость достигает равновесного значения, она постоянна не на всем элементе, как это видно на подъеме крутизной 7,5 ‰ и длиной 7000 м. Так, на втором элементе действительное время хода поезда меньше, чем подсчитанное по равновесной скорости, а третий элемент – затяжной подъем – поезд пройдет быстрее, чем если бы он двигался с равновесной скоростью на всем элементе. Кроме того, мгновенный переход от одного значения скорости к другому невозможен. Следовательно, при определении времени хода поезда в предположении о постоянстве скорости движения на одних элементах следует внести положительную поправку времени, а на других – отрицательную.

Сделаем два допущения, связанные с вносимыми поправками:

– положительная поправка, которую следует внести при увеличении скорости от  $v_n$  до  $v_m$  равна по величине отрицательной поправке, вносимой при снижении скорости от  $v_m$  до  $v_n$  ( $v_m > v_n$ );

– величина поправки, вносимой при переходе от скорости  $v_n$  к  $v_m$ , не зависит от того совершается этот переход за один раз или через несколько промежуточных скоростей.

Следствием принятых допущений является то, что сумма поправок на рассматриваемом участке равна поправке на переход от равновесной скорости на первом элементе к равновесной скорости на последнем элементе. Если уклоны первого и последнего элементов профиля пути одинаковы (в данном случае равны нулю), что верно для большинства остановочных пунктов, то суммарную поправку следует принять равной нулю. Поскольку при разгоне и остановке поезда его действительная скорость всегда значительно отличается от равновесной, необходимо внести поправки на разгон  $\Delta t_p$  и замедление  $\Delta t_3$ . Тогда время хода по рассматриваемому участку определим как

$$t = 60 \sum_{i=1}^n \frac{S_i}{v_i} + \Delta t_p + \Delta t_3 .$$

Обычно на разгон поезда принимают время 2 мин, а на замедление – 1 мин. Для дизель- и электропоездов поправку на разгон принимают 0,5 мин, а на замедление – 0,4 мин.

Расчеты способом равновесных скоростей целесообразно приводить в табличной форме. Так, для рассмотренного примера расчет времени хода поезда способом равновесных скоростей приведен в табл. 6.1. Общее время хода по участку

$$t = 23,81 + 3 = 26,81 \text{ мин.}$$

Если на каком-то из элементов действует ограничение скорости, а значение равновесной скорости выше этого ограничения, то в качестве скорости движения по элементу принимают ограничение.

Таблица 6.1

Определение времени хода поезда методом равновесных скоростей

№ элемента	$s$ , км	$i$ , ‰	Равновесная скорость, км/ч	Время прохождения элемента, мин	Поправка на разгон и замедление, мин
1	1,5	0	70	1,29	2
2	2,0	-2	90	1,33	
3	7,0	7,5	24	17,5	
4	2,0	2	50	2,4	
5	1,5	0	70	1,29	1
Сумма				23,81	3

### 6.7. Расход топлива тепловозом

Расчет расхода топлива тепловозом определяется по имеющимся кривым скорости и времени хода. На кривой скорости в процессе ее построения должна быть выполнена разметка режимов работы локомотива, заключающаяся в обозначении участков движения поезда в режиме тяги, холостого хода (выбега), регулировочного или служебного торможения.

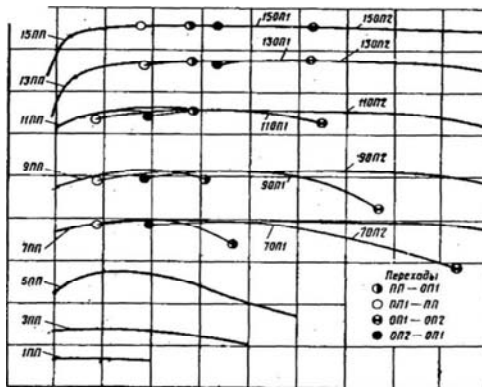


Рис. 6.6. Расход топлива при работе в режиме тяги одной секции тепловозов ТЭ10М (Л, В, У): по оси  $x$  — скорость до 100 км/ч, по оси  $y$  — расход от 0 до 9 км/мин

Полный расход топлива за поездку определяется выражением

$$E_T = \int_0^t G dt, \text{ кг},$$

где  $G$  – мгновенное значение расхода топлива, соответствующее режиму работы, кг/мин;

$t$  – время движения поезда, мин.

В развернутом виде его можно представить формулой

$$E_T = \sum_{i=1}^n G_i \Delta t_i + g_x t_x + g_{ст} t_{ст},$$

где  $G_i$  – расход топлива, соответствующий скорости движения поезда при используемой позиции контроллера машиниста на  $i$ -м отрезке пути, кг/мин;

$\Delta t_i$  – время движения поезда по  $i$ -му отрезку пути, мин;

$g_x$  – расход топлива тепловоза на холостом ходу, кг/мин;

$t_x$  – время работы дизеля на холостом ходу, мин;

$g_{ст}$  – расход топлива тепловоза на стоянках и при движении по станционным путям, кг/мин;

$t_{ст}$  – время работы дизеля на стоянках и при движении по станционным путям, мин.

Значения  $\Delta t_i$  и  $t_x$  определяют по кривой времени с учетом разметки режимов. Значения  $G_i$  принимают по расходным характеристикам тепловозов, полученным экспериментально (см. рис. 6.6).

При определении расхода топлива на стоянках, если нет специальных распоряжений о режиме работы дизелей, учитывающих специфику местных условий, значения  $g_x$  принимают по табл. 6.2, где приведены значения частоты вращения коленчатого вала тепловозных дизелей на холостом ходу и соответствующие им значения расхода топлива. В табл. 6.2 приведены также значения  $g_{ст}$ , принятые в предположении о движении одиночных тепловозов по станционным путям на первой позиции контроллера машиниста со скоростью 10–15 км/ч.

Таблица 6.2

Расход топлива  $g_x$  на холостом ходу и при маневровой работе

Серия тепловоза (дизель-поезда)	Холостой ход			Расход топлива при движении по деповским и станционным путям, кг/мин
	Частота вращения коленчатого вала дизеля, об/мин	Расход топлива одним дизелем, кг/мин	Расход топлива тепловозом (дизель-поездом), кг/мин	
ТГМЗА	650	0,13	0,13	0,30
ЧМЭ2	350	0,14	0,14	0,30
ЧМЭ3	350	0,15	0,15	0,30
ТЭ1, ТЭМ1	300	0,16	0,16	0,30
ТЭ2	300	0,16	0,32	0,30
ТЭ10, ТЭП10, ТЭП10Л	400	0,38	0,38	0,50
2ТЭ10, 2ТЭ10Л	400	0,38	0,76	1,00
2ТЭП10В, 2ТЭ10М	400	0,38	1,14	1,50
3ТЭ10М	280	0,27	0,54	0,80
2ТЭ10У	400	0,35	0,70	1,20
ТЭ3, ТЭ7	400	0,50	0,50	1,00

Для сравнения расхода топлива при работе локомотивов с разными поездами и на различных направлениях общий расход топлива относят к измерителю выполненной перевозочной работы, получая удельный расход топлива в виде зависимости

$$e_T = \frac{E_T}{QS}, \quad \frac{\text{кг}}{\text{т} \cdot \text{км}},$$

где  $Q$  – масса состава, т;

$S$  – длина участка, км.

Чтобы сравнивать различные виды тяги и разные сорта топлива, введено понятие «условное топливо», под которым понимают топ-



ливо с удельной теплотой сгорания 29,3 МДж/кг. Удельная теплота сгорания дизельного топлива 41,9 МДж/кг. Следовательно, чтобы пересчитать расход дизельного топлива, в расход условного топлива, введя эквивалент  $\mathcal{E} = 41,9/29,3 = 1,43$ , получаем выражение для расчета удельного расхода условного топлива:

$$e_y = e_t \mathcal{E}.$$

Так, при расходе 1 т дизельного топлива расход условного топлива составит 1430 кг.

### 6.8. Расход электроэнергии электровозом

Расход электроэнергии на движение поезда определяется по формуле

$$A_d = \int_0^t U_{\text{кв}} I_3 dt,$$

где  $U_{\text{кв}}$  – напряжение в контактной сети, В;

$I_3$  – ток нагрузки электровоза, А.

Для электрической тяги значение  $I_3$  соответствует активному току, потребляемому на тягу  $I_{\text{да}}$ , а при рекуперативном торможении – току рекуперации  $I_p$ , взятому со знаком «минус».

Полный расход электроэнергии определяется в соответствии с выражением

$$A = A_d - A_p,$$

где  $A_d$  – расход электроэнергии на движение поезда при отсутствии рекуперации, Вт · ч;

$A_p$  – возврат электроэнергии в контактную сеть при рекуперативном торможении, Вт · ч.

Расчет расхода электроэнергии выполняют на основе кривых скорости  $v(s)$ , времени  $t(s)$  и тока нагрузки электровоза  $I_3(v)$ .

Расчетными формулами при этом являются:

– для электровозов постоянного тока

$$A_{\text{д}} = \frac{U_{\text{кc}} \sum I_{\text{зи}}^{\text{cp}} \Delta t_i}{60 \cdot 1000}, \text{ кВт} \cdot \text{ч},$$

где  $U_{\text{кc}} = 3000 \text{ В}$  – напряжение в контактной сети;

$I_{\text{зи}}^{\text{cp}}$  – среднее на  $i$ -м интервале значение тока, А;

$\Delta t_i$  – время прохождения  $i$ -го интервала, мин;

– для электровозов переменного тока

$$A_{\text{д}} = \frac{U_{\text{кc}} \sum I_{\text{даi}}^{\text{cp}} \Delta t_i}{60 \cdot 1000}, \text{ кВт} \cdot \text{ч},$$

где  $U_{\text{да}} = 25000 \text{ В}$  – напряжение в контактной сети;

$I_{\text{даi}}^{\text{cp}}$  – средняя на  $i$ -м интервале величина действующего значения активного тока, потребляемого на тягу тока,  $A_{\text{даi}}$ .

Количество электроэнергии, возвращаемой в контактную сеть при рекуперации:

$$A_{\text{р}} = \frac{U_{\text{р}} \sum I_{\text{pi}}^{\text{cp}} \Delta t_i}{60 \cdot 1000}, \text{ кВт} \cdot \text{ч},$$

где  $U_{\text{р}} = 3300 \text{ В}$  – при постоянном токе;  $25000 \text{ В}$  – при переменном токе;

$I_{\text{pi}}^{\text{cp}}$  – среднее на  $i$ -м интервале значение тока рекуперации  $A_{\text{pi}}$ .

Удельный расход электроэнергии определяют по формуле

$$a = \frac{10^3 A}{QS}, \frac{\text{Вт} \cdot \text{ч}}{\text{т} \cdot \text{км}}.$$

Значение удельного расхода электроэнергии, как и топлива, изменяется в широких пределах в зависимости от осевой нагрузки, массы состава и др. В грузовом движении удельный расход наименьший: 10–20 Вт·ч/т·км. В пассажирском движении  $a = 20\text{--}30 \text{ Вт} \cdot \text{ч} / \text{т} \cdot \text{км}$ . В пригородном движении  $a = 30\text{--}40 \text{ Вт} \cdot \text{ч} / \text{т} \cdot \text{км}$ . Самые большие значения удельного расхода электроэнергии в скоростном движении:  $a = 60 \text{ Вт} \cdot \text{ч} / \text{т} \cdot \text{км}$  и более.

Кроме расхода электроэнергии на движение поезда некоторое ее количество расходуется на собственные нужды электровоза, вспо-

могательные машины, отопление, освещение. Электропоезда, пассажирские и почтово-багажные вагоны потребляют электроэнергию в течение полного времени их работы.

## **7. ПОКАЗАТЕЛИ РАЗВИТИЯ И ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ РАБОТЫ ЖЕЛЕЗНЫХ ДОРОГ**

Для оценки работы железной дороги, сравнения ее с другими видами транспорта и выработке мер по повышению эффективности транспортных операций используются различные показатели.

### **7.1. Показатели развития железной дороги**

Основным показателем развития железной дороги можно считать ее протяженность. По состоянию на 1.01.2013 г. эксплуатационная длина путей белорусской железной дороги (БЖД) составила 5512 км, из них двухпутные участки – 1640 км, однопутные – 3867. Общая протяжённость электрифицированных линий 897 км (16 % от общей протяжённости дороги), большая часть которых (870 км) работает на переменном токе 25 кВ, а 26 км – на постоянном токе 3,3 кВ. В состав путевого хозяйства входит более 7 тыс. км главных и 3 тыс. км станционных путей, около 12,5 тыс. стрелочных переводов, 2 тыс. мостов, более 70 путепроводов и около 1,5 тыс. переездов. БЖД обслуживает 21 вокзал, 320 станций, более пятисот пассажирских остановочных пунктов. На Белорусской железной дороге используется колея 1520 и 1524 мм.

Основными направлениями дальнейшего развития Белорусской железной дороги являются:

- совершенствование ремонтно-технической базы, выполнение всех видов ремонтов на производственных мощностях Белорусской железной дороги, а при необходимости – и на промышленных предприятиях республики;
- совершенствование технологии работы приграничной железнодорожной инфраструктуры, укрепление ее материально-технической базы;
- комплексная автоматизация управления эксплуатационной работой в железнодорожных узлах;

- создание новой, более высокого уровня автоматизированной системы управления перевозочным процессом на дороге;
- разработка новых технологий перевозочного процесса, обеспечивающих сокращение затрат топливно-энергетических ресурсов;
- освоение энергосберегающих технологий предприятий отраслевых хозяйств дороги;
- создание и внедрение безопасных технологических процессов с ограниченным привлечением человеческого труда в опасных зонах работы;
- разработка экологических мер охраны окружающей среды;
- совершенствование системы управления коллективами, службами и отраслевыми хозяйствами.

## 7.2. Основные показатели объема работы

1. Объем перевозочной работы определяется:

а) по грузовому движению — количеством перевезенных тонн:

$$\sum P = P_1 + P_2 + P_3 + \dots, \text{ т/год};$$

б) по пассажирскому движению – числом отправленных (перевезенных) пассажиров:

$$\sum a = a_1 + a_2 + a_3 + \dots, \text{ пас/год.}$$

2. Грузооборот железных дорог

$$\sum Pl = \sum Pl_T, \text{ т} \cdot \text{ км/год},$$

где  $l_T$  – средняя дальность пробега 1 т груза:  $l_T = 850\text{--}900$  км.

3. Пассажиροоборот определяется количеством пассажиρο-километров:

$$\sum al = \sum al_{\text{пас}}, \text{ пас} \cdot \text{ км/год},$$

где  $l_{\text{пас}}$  – средняя дальность проезда одного пассажира, км.

4. Густота или грузонапряженность – количество тонно-километров транспортной работы в год, приходящееся на 1 км эксплуатационной длины сети, дороги, железнодорожного направления и т. д.:

$$\Gamma = \frac{\sum Pl}{L_{\text{экс}}}, \text{ т} \cdot \text{км/км/год},$$

где  $L_{\text{экс}}$  – эксплуатационная длина соответствующего подразделения сети, км.

5. Приведенная густота (условная)

$$\Gamma = \frac{\sum Pl + \sum al}{L_{\text{экс}}}, \text{ т} \cdot \text{км/км/год}.$$

Работа железной дороги сводится главным образом к своевременному выполнению планов грузооборота и пассажирооборота железной дороги.

6. Погрузка  $U_{\text{п}}$  на дороге, отделении, станции учитывается ежедневно в физических вагонах.

7. Выгрузка  $U_{\text{в}}$  учитывается аналогично погрузке.

8. Нормы передачи вагонов с дороги на дорогу или с отделения на отделение учитываются аналогично и подразделяются на следующие элементы:

- а) прием груженых вагонов  $U_{\text{пр. гр}}$ ;
- б) прием порожних вагонов  $U_{\text{пр. пор}}$ ;
- в) общий прием вагонов  $U_{\text{пр}}$ ;
- г) сдача груженых вагонов  $U_{\text{сд. гр}}$ ;
- д) сдача порожних вагонов  $U_{\text{сд. пор}}$ ;
- е) общая сдача вагонов  $U_{\text{сд}}$ .

### 7.3. Скорости движения грузовых поездов и перемещения грузов

**Ходовая скорость** – это средняя действительная скорость движения поезда на данном отрезке железнодорожной линии без учета остановок и потерь времени на разгоны и замедления:

$$v_x = \frac{L}{\sum t_x}, \text{ км/ч.}$$

Различают следующие виды ходовой скорости: конструкционную, допускаемую и скорость на расчетном подъеме.

*Техническая (перегонная) скорость* – средняя скорость движения поезда по перегонам участка без учета времени остановок, но с учетом потерь времени на разгоны и замедления:

$$v_{\text{техн}} = \frac{L}{\sum t_x + \sum (\tau_p + \tau_3)}, \text{ км/ч.}$$

*Участковая (коммерческая) скорость* – средняя скорость движения поезда по участку с учетом времени остановок на промежуточных станциях и потерь на разгоны и замедления:

$$v_y = \frac{L}{\sum t_x + \sum t_{\text{ст}} + \sum (\tau_p + \tau_3)}, \text{ км/ч.}$$

*Маршрутная скорость* – средняя скорость движения поезда на данном железнодорожном направлении с учетом времени на остановки на всех станциях и потерь на разгоны и замедления (1500–2000 км/сут):

$$v_m = \frac{L}{\sum T_0 + \sum t_y}, \text{ км/ч,}$$

где  $\sum t_y$  – сумма времени всех стоянок на участковых и сортировочных станциях.

*Скорость доставки груза* – средняя скорость перемещения груза от момента приема его железной дорогой до момента выдачи получателю (180–550 км/ч):

$$v_r = \frac{L_T}{T_T}, \text{ км/сут,}$$

где  $L_T$  – дальность пробега груза;

$T_T$  – общее время нахождения груза на транспорте.

*Коэффициенты скоростей* – отношение величины одной скорости к другой:

– коэффициент участковой (коммерческой) скорости по отношению к технической (0,7–0,75 – для однопутных и 0,85–0,9 – для двухпутных линий)

$$\beta = \frac{v_y}{v_{\text{техн}}};$$

– коэффициент участковой (коммерческой) скорости по отношению к ходовой (0,6–0,65 и 0,8–0,85)

$$\beta_x = \frac{v_y}{v_x};$$

– коэффициент скорости доставки груза по отношению к технической (0,3–0,5)

$$\beta_r = \frac{v_r}{24v_{\text{техн}}}.$$

#### **7.4. Оборот, среднесуточный пробег и нагрузки вагонов**

**Оборот** вагона (точнее, время оборота) – это время цикла операций от начала одной погрузки до начала другой. Это главный и универсальный показатель качества работы железных дорог.

Оборот вагона состоит из трех основных элементов (рисунок):

а) времени нахождения вагона в поездах при движении на участках

$$\theta_{\text{п}} = \frac{l_{\text{о}}}{v_y};$$

б) времени нахождения на технических (участковых и сортировочных) станциях

$$\theta_{\text{т}} = K_{\text{т}} t_{\text{техн}};$$

в) времени нахождения на станциях погрузки и выгрузки

$$\theta_{\text{гр}} = 2t_{\text{гр}},$$

где  $K_T$  – число технических станций (10–12);

2 – станция погрузки и выгрузки за оборот;

$t_{\text{техн}}$ ,  $t_{\text{гр}}$  – нормы времени нахождения вагона на одной технической и грузовой станции.



Схема обгона вагона

Таким образом, оборот вагона

$$\theta = \frac{1}{24} \left( \frac{l_0}{v_y} + K_T t_{\text{техн}} + 2t_{\text{гр}} \right), \text{ сут.}$$

Чем быстрее (меньше) оборот вагонов, чем скорее перевозится груз, тем более ускоряется оборачиваемость товарно-материальных ценностей, тем меньше вагонов требуется для выполнения заданного объема перевозок, тем больше можно грузить и перевозить грузов, тем ниже себестоимость перевозок.

Действительно, чем меньше оборот вагонов, тем меньше требуется вагонов рабочего парка:



$$R = U\theta, \text{ вагонов,} \quad (7.1)$$

где  $R$  – рабочий парк вагонов;

$U$  – количество вагонов погрузки.

Из формулы (7.1) можно получить еще одну формулу оборота вагонов:

$$\theta = \frac{R}{U}, \text{ сут.}$$

Чем быстрее оборачиваются вагоны, тем больше вагонов можно загрузить за каждые сутки при одном и том же их количестве:

$$U = \frac{R}{\theta}, \text{ вагонов погрузки в сут.}$$

От сокращения оборота вагона зависит ускорение оборота материальных ценностей народного хозяйства и экономический эффект:

$$\Pi = \frac{\Delta\theta_{\text{гр}} \sum PC_{\text{т}}}{365}, \text{ руб.,}$$

где  $\Pi$  – стоимость высвобождающихся материальных ценностей;

$\Delta\theta_{\text{гр}}$  – величина сокращения груженной доли оборота вагонов, сут;

$P$  – объем перевозимых грузов;

$C_{\text{т}}$  – средняя стоимость 1 т перевозимого груза.

Значит, борьба за ускорение оборота вагонов – одна из главных задач железнодорожников.

*Среднесуточный пробег вагона* – количество километров, которое он проходит за сутки:

$$S = \frac{l_0}{\theta}, \text{ км/сут;}$$

$$S = \frac{\sum nS_0}{R}, \text{ км/сут.}$$

Задача сводится к максимальному увеличению среднесуточного пробега вагонов.

*Статическая нагрузка* – нагрузка на вагон или ось после выполнения какой-либо грузовой операции (погрузка, выгрузка, прием, сдача, общая работа и т. д.):

$$P_{\text{ст}} = \frac{\sum P_{\text{сут}}}{U}, \text{ Т.}$$

*Динамическая нагрузка груженого вагона* – средняя нагрузка на груженный вагон или ось на всем пути следования вагонов в груженом состоянии:

$$P_{\text{д}} = \frac{\sum Pl_{\text{сут}}}{\sum nS_{\text{гр}}}, \text{ Т.}$$

где  $\sum nS_{\text{гр}}$  – суточное количество груженных вагоно- или осекилометров на данном подразделении.

*Динамическая нагрузка вагона рабочего парка* – средняя нагрузка, приходящаяся на один вагон или ось всех вагонов рабочего парка за период их пробега как в груженом, так и в порожнем состоянии:

$$P_{\text{д}}^0 = \frac{\sum Pl_{\text{сут}}}{\sum nS_0}, \text{ Т.}$$

$$P_{\text{д}}^0 = \frac{\sum Pl_{\text{сут}}}{\sum nS_{\text{гр}}(1 + \lambda)};$$

$$P_{\text{д}}^0 = \frac{P_{\text{д}}}{1 + \lambda},$$

где  $\lambda$  – коэффициент порожнего пробега.

Нагрузка вагонов – один из важнейших качественных показателей использования вагонов.

*Коэффициент порожнего пробега* – отношение числа вагоно-километров порожнего пробега к числу вагоно-километров груженого пробега или порожнего рейса вагона к груженому рейсу:

$$\lambda = \frac{\sum nS_{\text{пор}}}{\sum nS_{\text{гр}}} = \frac{l_{\text{пор}}}{l_{\text{гр}}}.$$

Необходимо максимально сокращать коэффициент порожнего пробега за счет максимального уменьшения порожних пробегов вагонов. Кроме этого, рассчитывается коэффициент порожнего пробега к общему:

$$\lambda' = \frac{\sum nS_{\text{пор}}}{\sum nS_{\text{общ}}} = \frac{l_{\text{пор}}}{l_{\text{общ}}}.$$

Производительность вагонов – количество тонно-километров, которое приходится в сутки на один вагон рабочего парка:

$$W = SP_{\text{д}}^{\text{общ}}, \text{ т} \cdot \text{км/сут.}$$

## 7.5. Основные показатели использования локомотивов

Основными показателями, характеризующими качество использования локомотивного парка, являются среднесуточные пробеги и производительность локомотива, а также средний вес поезда.

**Среднесуточным пробегом** локомотива называется число километров, которое проходит локомотив за сутки:

$$S_{\text{л}} = \frac{\sum MS}{\sum M},$$

где  $\sum MS$  – количество локомотиво-километров пробега всех локомотивов, обслуживающих поездную работу;

$\sum M$  – количество локомотивов, занятых на поездной работе.

**Средний вес** поезда брутто определяется путем деления всех выполненных за данные сутки тонно-километров брутто на локомотиво-километры:

$$Q = \frac{\sum Pl_{\text{бр}}}{\sum MS}, \text{ т.}$$

*Производительность локомотива* – количество тонно-километров брутто, которое приходится в сутки на один локомотив:

$$W_{\text{л}} = QS_{\text{л}}, \text{ т} \cdot \text{км/сут.}$$

Максимальное увеличение среднесуточного пробега локомотивов и веса поездов обеспечивает высокую производительность локомотивного парка.

### 7.6. Себестоимость перевозок

Под *себестоимостью перевозок* понимают величину эксплуатационных расходов, приходящихся на 10 приведенных тонно-километров:

$$e = \frac{\mathcal{E}_p}{\sum Pl}, \text{ руб./10 т} \cdot \text{км,}$$

где  $\mathcal{E}_p$  – сумма эксплуатационных расходов, включающих все ежегодные затраты по заработной плате, расходы на материалы, топливо, электроэнергию, текущие денежные расходы, расходы по среднему ремонту подвижного состава и амортизационные отчисления (на капитальный ремонт и реновацию, т. е. возобновление).

Себестоимость перевозок в большой степени зависит от качества использования подвижного состава и в первую очередь от оборота и производительности вагонов, среднесуточных их пробегов и производительности локомотивов, нагрузок вагонов и веса поездов.

Эксплуатационные расходы составляют огромную сумму, вот почему работникам железнодорожного транспорта необходимо постоянно принимать меры по снижению таких расходов и добиваться этого путем внедрения прогрессивных методов организации перевозок, экономии энергоресурсов, улучшения всех показателей эксплуатационной работы железной дороги.

## Литература

1. Бабичков, А. М. Тяга поездов и тяговые расчеты / А. М. Бабичков, П. А. Гурский, А. П. Новиков. – М. : Транспорт, 1971. – 280 с.
2. Гребенюк, П. Т. Тяговые расчеты : справочник / П. Т. Гребенюк, А. Н. Долганов, А. И. Скворцова ; под ред. П. Т. Гребенюка. – М. : Транспорт, 1987. – 272 с.
3. Деев, В. В. Тяга поездов / В. В. Деев, Г. А. Ильин, Г. С. Афонин. – М. : Транспорт, 1987. – 264 с.
4. Довгелюк, Н. В. Учебные исследования при выполнении курсовой работы по тяговым расчетам : учебно-методическое пособие по курсовому и дипломному проектированию / Н. В. Довгелюк. – Гомель. : БелГУТ, 2005. – 35 с.
5. Изыскание и проектирование железных дорог : учебник для вузов ж.-д. трансп. : в 2 т. / А. В. Горинов [и др.]. – 6-е изд., перераб. и доп. – М. : Транспорт, 1974. – Т. 2. – 319 с.
6. Кантор, И. И. Изыскание и проектирование железных дорог / И. И. Кантор. – М. : ИКЦ «Академкнига», 2003. – 288 с.; ил.
7. Кузьмич, В. Д. Теория локомотивной тяги : учебник для вузов ж.-д. транспорта / В. Д. Кузьмич, В. С. Руднев, С. Я. Френкель ; под ред. В. Д. Кузьмича. – М. : Маршрут, 2005. – 448 с.
8. Леонович, И. И. Путь и тяговые сети метрополитена : учебное пособие / И. И. Леонович. – Минск : БГПА, 2001. – 240 с.
9. Общий курс железных дорог / Ю. И. Ефименко [и др.] ; под ред. Ю.Н. Ефименко. – 3-е изд., стер. – М. : Издательский центр «Академия», 2009. – 256 с.
10. Осипов, С. И. Основы тяги поездов / С. И. Осипов, С. С. Осипов. – М. : УМК МПС России, 2000. – 592 с.
11. Правила тяговых расчетов для поездной работы. – М. : Транспорт, 1985. – 287 с.
12. Теория электрической тяги / В. В. Розенфельд [и др.] ; под ред. И. П. Исаева. – М. : Транспорт, 1995. – 294 с.
13. Турбин, Н. В., Изыскание и проектирование железных дорог : учеб. для вузов / Н. В. Турбин, И. В. Кантор, А. В. Гавриленко. – М. : Транспорт, 1989. – 479 с.
14. Довгелюк, Н. В. Изыскание и проектирование железных дорог : учебное пособие / Н. В. Довгелюк, Г. В. Ахраменко, И. М. Царенкова. – Гомель : БелГУТ, 2013. – 333 с.
15. Железные дороги колеи 1520 мм : строительные-технические нормы СТН Ц-01. – М. : Стройиздат, 1995. – 86 с.

## ПРИЛОЖЕНИЯ

### ПРИЛОЖЕНИЕ 1

#### ОСНОВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЛОКОМОТИВОВ

Серия локомотива – это обозначение локомотивов, построенных по одним и тем же проектам. Серии паровозов: СО (Серго Орджоникидзе), ФД (Феликс Дзержинский), ИС (Иосиф Сталин), Л (Лебедянский), ПЗ6 (Победа), О (основной).

Серии тепловозов: Т – тепловоз, Э – электрическая передача, Г – гидравлическая передача, П – пассажирский, М – маневровый. Цифры в серии после буквенного обозначения указывают номер серии тепловоза и завод-изготовитель (с № 1 по 49 – харьковский завод, с № 50 по 99 – Коломенский завод, с № 100 и выше – Луганский завод). Цифра перед буквой обозначает количество секций в тепловозе. Например: 2ТЭ10В, 2ТЭ116, 2ТЭ25А, ТЭП70, ТЭМ18, ТГ16. В ряде серий к цифровому обозначению добавляют буквенную индексацию:

2ТЭ10В – производство Ворошиловградского завода;

3ТЭ10М – модернизированный;

4ТЭ10С – северного исполнения;

2ТЭ10У – усовершенствованный;

3ТЭ10МК – тепловоз, прошедший капитальный ремонт с продлением срока службы.

Серии электровозов: ВЛ – Владимир Ленин, следующие за ними цифры обозначают:

до 1956 г. – нагрузку на ось, тс (ВЛ19, ВЛ22, ВЛ23);

с 1956 г. – номер серии, род потребляемого тока – с № 1 по 18 – восьмиосный, постоянного тока (ВЛ8, ВЛ10, ВЛ11), с № 19 по 39 – шестиосный, постоянного тока (ВЛ19, ВЛ22, ВЛ23); № 40 по 59 – четырехосный переменного тока; № 60 по 79 – шестиосный, переменного тока (ВЛ60); № 80 и выше – восьмиосный, переменного тока (ВЛ80, ВЛ85).

После распада СССР обозначение электровозов претерпело изменение:

ЭП1 – электровоз пассажирский, переменного тока;

ЭП2 – электровоз пассажирский постоянного тока;

2ЭС5К – электровоз грузовой, двухсекционный, переменного тока, с коллекторными ТЭД;

2ЭС4К – электровоз грузовой, двухсекционный, постоянного тока, с коллекторными ТЭД;

ЭП10 – электровоз пассажирский, двойного питания.

На железнодорожных участках, где стыкуются системы переменного и постоянного тока, эксплуатируются электровозы двойного питания: ВЛ82 и ВЛ82<sup>М</sup>.

Электровозы чешского производства имеют следующее обозначение: ЧС1, ЧС2, ЧС3 – шестиосные постоянного тока;

ЧС4 – шестиосные переменного тока;

ЧС6, ЧС7, ЧС200 – восьмиосные постоянного тока;

ЧС8 – восьмиосные переменного тока.

В ряде серий к цифровому обозначению электровоза добавляют буквенную индексацию: ВЛ80<sup>а</sup> (асинхронные ТЭД), ВЛ80<sup>в</sup> (вентильное регулирование), ВЛ60<sup>к</sup> (кремневые выпрямители), ВЛ80<sup>с</sup> (системное управление секций), ВЛ80<sup>т</sup> (реостатное торможение), ВЛ80<sup>р</sup> (рекуперативное торможение).

Осевая формула характеризует число, расположение и назначение осей. Для локомотивов нетележечного типа (паровозов) в осевой формуле перечисляются числа бегунковых, ведущих и поддерживающих осей. Например: 0–4–1 (0 – ноль бегунковых осей, 4 – четыре ведущие оси, 1 – одна поддерживающая ось). Для локомотивов тележечного типа (тепловозов и электровозов) цифра – число осей в тележке, наличие нуля означает, что каждая ось ведущая, а количество цифр – число тележек. В осевой формуле тепловозов с гидропередачей нуля возле цифры нет. Знаки «–» или «+» указывают на отсутствие или наличие жесткой связи между тележками. Например: 2<sub>0</sub>–2<sub>0</sub> (локомотив имеет две двухосные тележки, каждая ось ведущая); 3 (3<sub>0</sub>–3<sub>0</sub>) (трехсекционный локомотив имеет в каждой секции две трехосные тележки, каждая ось – ведущая); 2<sub>0</sub>+2<sub>0</sub>–2<sub>0</sub>+2<sub>0</sub> (локомотив имеет четыре двухосные тележки, каждая ось ведущая, каждая пара тележек имеет жесткую связь); 2 (2–2) (локомотив с гидропередачей, двухсекционный, с двухосными тележками, которые не имеют жесткой связи).

Весовые характеристики:

конструкционный вес  $P_k$ , кН, – вес локомотива без экипировочных материалов;

служебный вес  $P_{сл}$ , кН, – конструкционный вес плюс полный вес воды, масла и 2/3 топлива и песка и вес локомотивной бригады; сцепной вес  $P_{сц}$ , кН, – вес, приходящийся на ведущие колесные пары, участвующие в создании силы тяги.

Для локомотивов с бегунковыми осями  $P_{сц} \neq P_{сл}$ , для тележечных локомотивов  $P_{сц} = P_{сл}$ .

Осевая нагрузка (нагрузка от оси на рельсы) 2П характеризует статическое воздействие локомотива на железнодорожный путь:

$$2П = \frac{P_{сл}}{ЧО}, \text{ кН,}$$

где ЧО – число осей в секции (в локомотиве).

В России строят локомотивы с осевой нагрузкой 2П в пределах от 200 до 250 кН.

**Мощность локомотива.** Под мощностью тепловоза понимается эффективная мощность дизеля двигателя внутреннего сгорания (ДВС)  $N_e$ , кВт; под мощностью электровоза – суммарная мощность часового режима работы ТЭД  $\sum P_{ч}$ , кВт; для локомотивов зарубежной постройки – касательная мощность на ободе колес ведущих осей локомотива  $N_k$ , кВт.

*Габарит* – это предельное поперечное очертание (перпендикулярное оси пути), за пределы которого не должна выступать ни одна часть локомотива, как нового, так и предельно изношенного. Существуют габариты типа Т и 1Т. Расширение габарита позволяет увеличить провозную способность участка за счет повышения массы вагона и мощности локомотива, однако это мероприятие требует проведения реконструкции путевых и гражданских сооружений железных дорог.

### III.1. Тяговая характеристика тепловозов

*Тяговой характеристикой тепловоза* называется графическая зависимость касательной силы тяги и скорости движения при заданной мощности силовой установки.

Дизельные локомотивы проектируют таким образом, чтобы при движении с расчетной скоростью по подъему с руководящим укло-



ном часовая касательная сила тяги  $F_k$  равнялась предельному значению силы тяги по сцеплению  $F_{сц}$ , при котором обеспечивается устойчивое сцепление колес с рельсами. В этом случае скорость движения называют скоростью порога  $v_{п}$ .

Для получения максимального КПД тепловоза мощность, соответствующую скорости порога, целесообразно сохранять постоянной при всех скоростях движения поезда. При этом условии сила тяги  $F_k$  в диапазоне скоростей от  $v_{п}$  до  $v_{max}$  будет изменяться по кривой, имеющей форму гиперболы (рис. П1.1).

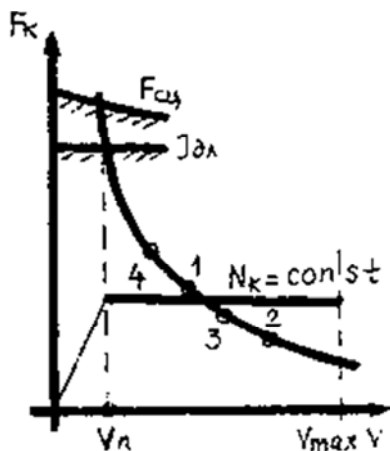


Рис. П1.1. Тяговая характеристика тепловоза с электрической передачей: точка 1 — переход работы ТЭД с полного поля на ослабленное первое; точка 2 — переход работы ТЭД с ослабленного первого на ослабленное второе; точка 3 — переход работы ТЭД с ослабленного второго поля на ослабленное первое; точка 4 — переход работы ТЭД с ослабленного первого поля на полное поле;  $F_{сц}$  — графическая зависимость касательной силы тяги по сцеплению от скорости;  $I_{дл}$  — ограничение по длительному току

Касательная мощность определяется по формуле

$$N_k = \frac{F_k v}{3,6}, \text{ кВт.}$$

Тогда сила тяги

$$F_k = \frac{3,6 N_k}{v}.$$

Для обеспечения устойчивого сцепления колес с рельсами необходимо, чтобы  $F_k \leq F_{\text{сц}}$ , в свою очередь

$$F_{\text{сц}} = P_{\text{сц}} \psi_k, \quad (\text{П1.1})$$

где  $P_{\text{сц}}$  – сцепной вес локомотива, кН;

$\psi_k$  – коэффициент сцепления колеса с рельсами.

Для тепловозов серии ТЭ10

$$\psi_k = 0,118 + \frac{4}{22 + v}; \quad (\text{П1.2})$$

для остальных тепловозов

$$\psi_k = 0,118 + \frac{5}{22,5 + v}. \quad (\text{П1.3})$$

Тяговая характеристика строится по электротяговым характеристикам колесомоторного блока (КМБ), которые, в свою очередь, рассчитываются по электромеханическим характеристикам ТЭД  $M_d = f(i)$  и  $n_d = f(I)$  (рис. П1.2).

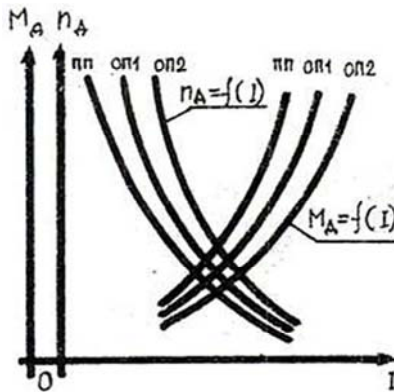


Рис. П1.2. Электромеханические характеристики ТЭД

Порядок расчета электротяговых характеристик следующий: по мощности ДВС и тягового генератора (ТГ) выбирают тип ТЭД, для которого уже построены электромеханические характеристики. За-

даваясь значениями  $I_i$ , по зависимости  $M_d = f(I)$  определяют значения  $M_{di}$  и по зависимости  $n_d = f(I)$  определяют значение  $n_{di}$ . Затем рассчитывают значения  $F_{di}$  и  $v_{di}$  по формулам:

$$F_{di} = \frac{2iM_d}{D_k} \eta_{зп};$$

$$v_{di} = \frac{60D_k}{1000i} n_{di} \pi,$$

где  $D_k$  – диаметр колесной пары, м;  
 $i$  – передаточное число тягового редуктора;  
 $\eta_{зп}$  – КПД зубчатой передачи.

$$i = \frac{m_k}{m_{ш}},$$

где  $m_k$  и  $m_{ш}$  – число зубьев колеса и шестерни, установленной на валу якоря ТЭД.

Учитывая наличие трех кривых (полное поле (ПП), ослабленное первое (ОП1) и ослабленное второе поле (ОП2)), рассчитывают значения  $F_{di}$  и  $v_{di}$  для всех режимов работы ТЭД и строят электротяговые характеристики КМБ (рис. П1.3).

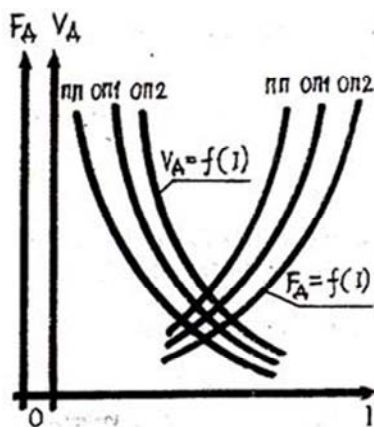


Рис. П1.3. Электротяговые характеристики колесомоторного блока

Затем для каждого значения тока графическим путем определяют значения  $F_{дi}$  и, умножив его на число ТЭД в секции, рассчитывают значение  $F_{ки}$ . По найденным значениям  $F_{ки}$  и  $v_i$  строят тяговую характеристику тепловоза. Для построения ограничения по длительному току на электротяговых характеристиках при полном возбуждении ТЭД находят значение  $F_d$  и, умножив его на число ТЭД, получают ограничение по длительному току. Чтобы нанести на тяговую характеристику ограничение по сцеплению, поступают следующим образом. Задаются значениями скорости 0,5, 10, 15 и т. д., км/ч, для каждого ее значения по формулам (П1.4) и (П1.5) рассчитывают коэффициент сцепления. Затем по осевой нагрузке 2П определяют сцепной вес секции тепловоза и по формуле (П1.4) рассчитывают значения  $F_{сцi}$ .

### Тепловоз ТЭ3



Тяговые характеристики тепловозов ТЭ3, 2ТЭ10Л, Т10 представлены на рис. П1.4 и П1.5.



Рис. П1.4. Тяговая характеристика тепловоза ТЭЗ: значения  $F_k$  в числителе – для одной секции, в знаменателе – для двух

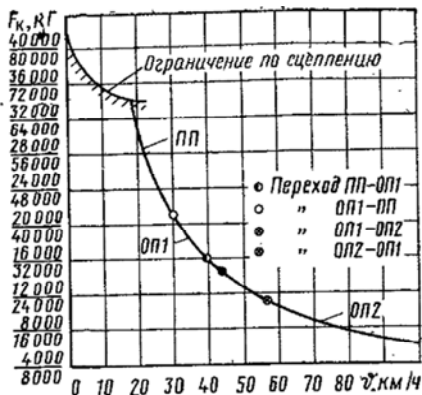


Рис. П1.5. Тяговая характеристика тепловозов ТЭ10, 2ТЭ10Л: Значения  $F_k$  в числителе – для ТЭ10, в знаменателе – для 2ТЭ10Л

### Тепловоз 2ТЭ10Л



## Тепловоз ТУ7



Тяговые характеристики тепловозов ТУ даны на рис. П1.6 и П1.7.



Рис. П1.6. Тяговая характеристика тепловоза ТУ7 (400 л. с.)

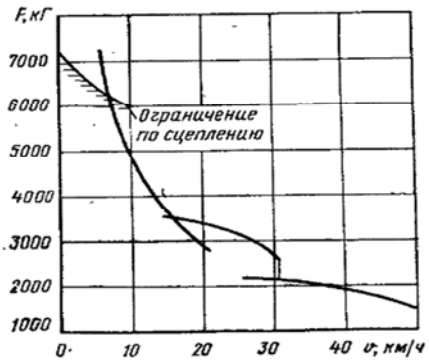


Рис. П1.7. Тяговая характеристика тепловозов ТУ5

## Тепловоз ДЕ1



Тяговая характеристика тепловозов ДЕ1, ДЕ2 дана на рис. П1.8.

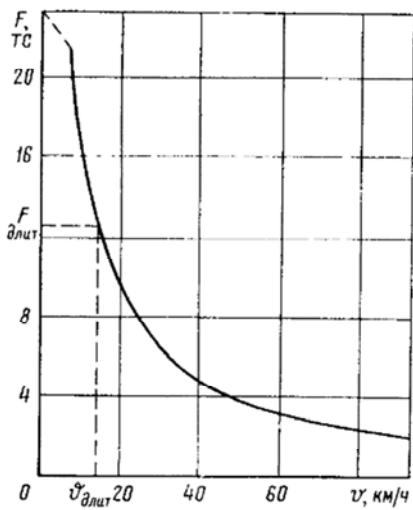


Рис. П1.8. Тяговая характеристика тепловозов ДЕ1 и ДЕ2

## Тепловоз ТЭП60



Тяговые характеристики ТЭП60 даны на рис. П1.9.

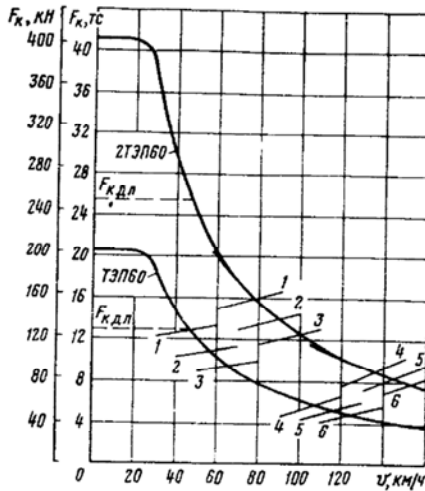


Рис. П1.9. Кривые касательной силы тяги и сопротивления движению тепловозов ТЭП60 и 2ТЭП60:

- 1 – кривая сопротивления движению на подъеме  $i = 9\%$  при массе состава  $Q = 1000$  т;  
 2 –  $i = 9\%$ ,  $Q = 800$  т; 3 –  $i = 9\%$ ,  $Q = 650$  т; 4 –  $i = 0\%$ ,  $Q = 1000$  т; 5 –  $i = 0\%$ ,  
 $Q = 800$  т; 6 –  $i = 0\%$ ,  $Q = 650$  т



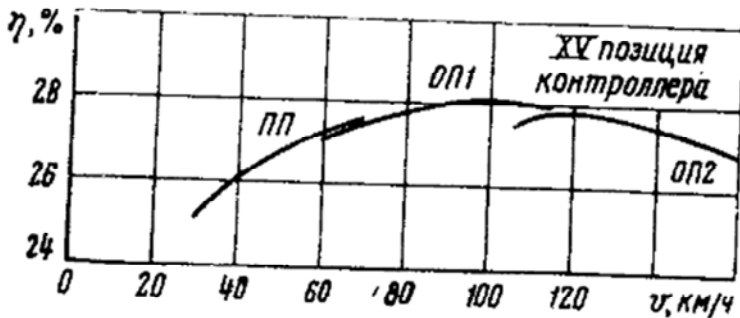


Рис. П1.10. Зависимость КПД тепловоза от скорости движения

Тяговые характеристики тепловозов ТГ102 и 2ТЭ116 даны на рис. П1.11 и П1.12.

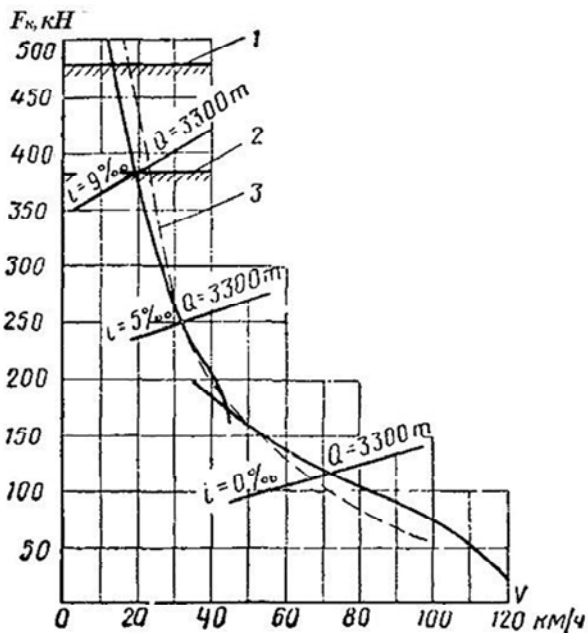


Рис. П1.11. Тяговые характеристики тепловоза ТГ102

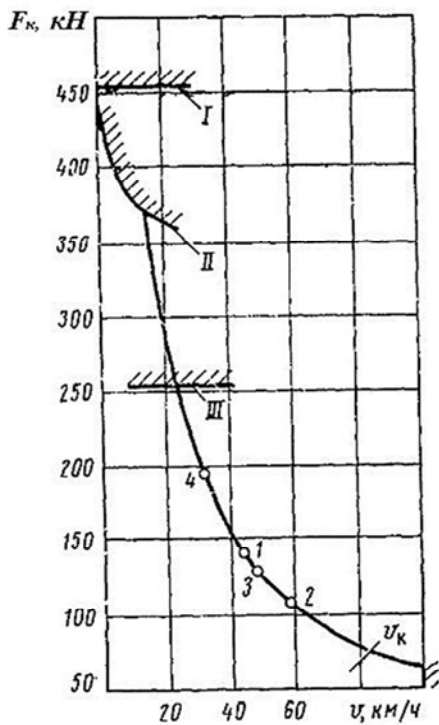
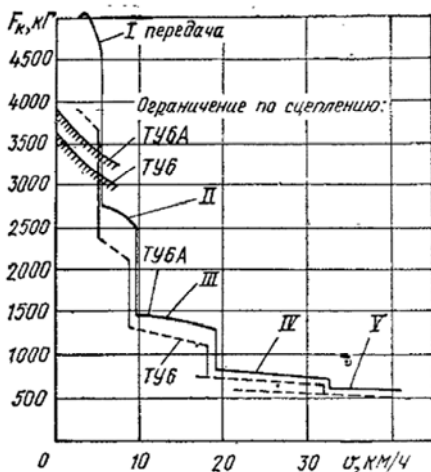


Рис. П1.12. Тяговые характеристики тепловоза 2ТЭ116

Тепловоз ТУ6, ТУ6А



Тяговые характеристики тепловозов ТУ6, ТУ6А, МД54-4 даны на рис. П1.13, П1.14.



П1.13. Тяговая характеристика тепловозов ТУ6 и ТУ6А

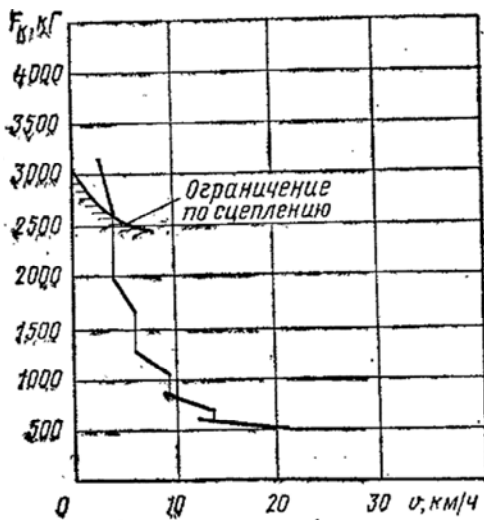


Рис. П1.14. Тяговая характеристика тепловоза МД54-4

## П1.2. Тяговые характеристики электровозов

Отличительной особенностью тяговых характеристик электровозов (рис. П1.15, П1.16) от тяговой характеристики тепловозов является их форма – параболическая, а не гиперболическая.

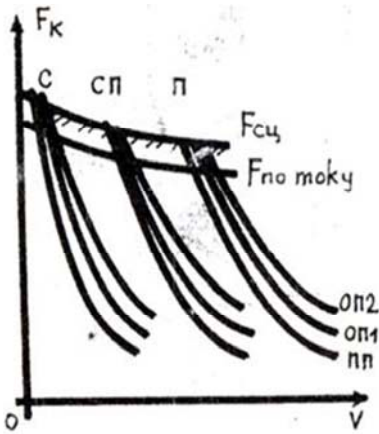


Рис. П1.15. Тяговая характеристика ЭПС постоянного тока:

С – серийное соединение ТЭД;  
СП – серийно-параллельное соединение ТЭД; П – параллельное соединение ТЭД

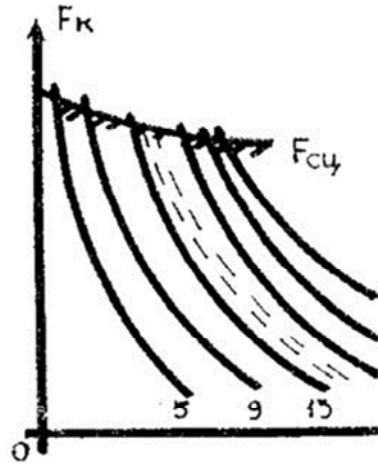


Рис. П1.16. Тяговая характеристика ЭПС переменного тока: 5, 9, 13 и т. д. – ходовые позиции контроллера машиниста

ТЯГОВЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЛОКОМОТИВОВ

П2.1. Образование движущей силы в колесном транспорте

Движение тела, как известно, могут вызвать лишь действующие на него внешние силы. Единственные внешние силы, которые действуют на транспортное средство, если к нему непосредственно не приложена движущая сила, как было отмечено выше, – это силы внешнего трения.

В наземном колесном транспорте движущая сила возникает (можно сказать, создается, образуется или реализуется) при взаимодействии колеса, к которому приложен вращающий момент, с дорогой (на железнодорожном транспорте – с рельсом) благодаря наличию трения между ними.

Рассмотрим в упрощенном виде одиночное колесо, катящееся равномерно с поступательной скоростью  $v$  по твердой горизонтальной поверхности под действием вращающего момента  $M$ , приложенного от энергетической установки транспортного средства (рисунок). Будем предполагать, что колесо и дорога абсолютно жесткие и не деформируются при взаимодействии, а колесо не имеет собственной массы.

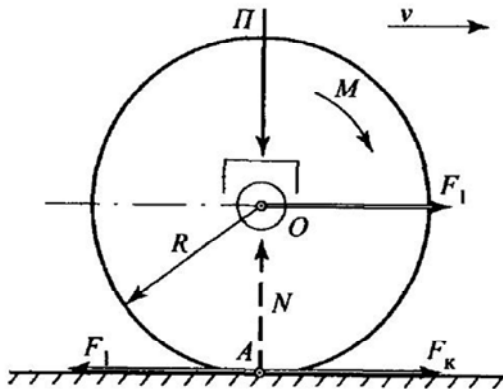


Схема сил, действующих на ведущее колесо локомотива при движении в режиме тяги

На колесо действует вертикальная сила

$$\Pi = m_0g,$$

представляющая собой часть силы тяжести (веса) транспортного средства, приходящуюся на точку опоры колеса  $A$ , где  $m_0$  – соответствующая величина части массы транспортного средства.

Со стороны поверхности пути на колесо в точке  $A$  действует вертикальная реакция пути  $N$ , которая (при статическом равновесии) по третьему закону Ньютона равна по величине силе  $\Pi$ . Следовательно, равнодействующая сил, действующих на колесо по вертикали, равна нулю и перемещения колеса в вертикальном направлении исключены – колесо силой  $\Pi$  прижато к дороге, с которой оно имеет непрерывный контакт в точке  $A$ .

Действие момента  $M$ , приложенного к колесу, можно представить в виде пары сил ( $F_1$ ,  $F_1$  на рисунке) с плечом  $R$ , равным радиусу колеса. Величина каждой из сил зависит от величины вращающего момента:

$$F_1 = M/R.$$

Одна из этих сил действует в точке  $A$  – от колеса на дорогу, вдоль ее поверхности, упираясь в нее и стремясь сместить точку  $A$  колеса относительно соответствующей ей точки поверхности. Этому сдвигу, в определенных пределах, препятствует наличие трения между колесом и дорогой.

Реакция  $F_k$  дороги на колесо в той же точке  $A$  – по закону действия и противодействия – численно равна силе  $F_1$  и направлена противоположно ей – в сторону предполагаемого качения колеса (на рисунке – вправо). Равенство сил  $F_k = F_1$  свидетельствует об отсутствии проскальзывания колеса относительно дороги, и точка  $A$  для колеса является мгновенным центром вращения.

Вторая сила (из пары)  $F_1$  приложена в точке  $O$  к оси колеса через подшипники и действует от нее на конструкцию транспортного средства также горизонтально и в направлении его движения. Очевидно, эта сила и может быть движущей силой для транспортного средства. Но, строго говоря, она является внешней только для той части массы транспортного средства, которая движется поступа-

тельно (т. е. за исключением колеса, масса которого находится в сложном движении: поступательном и вращательном).

Поэтому движущей силой – силой тяги – транспортного средства следует считать силу реакции пути  $F_k$ , которая является внешней уже по отношению ко всему транспортному средству. В нашем случае силы  $F_k$  и  $F_1$  не отличаются по величине, поскольку принято допущение, что колесо не имеет массы.

Сила  $F_k$  является внешней по отношению ко всему транспортному средству, что позволяет ей и вызывать его движение. Она создается под действием момента, приложенного от источника энергии, для автономного транспортного средства – от его энергетической установки, и зависит от величины этого момента. Иными словами, эта сила управляемая, так как машинист транспортного средства может управлять режимом работы энергетической установки и, стало быть, величиной движущей силы, что и позволяет ему, меняя величину силы, управлять процессом движения.

Важно отметить, что движущая сила в колесном транспорте создается именно при взаимодействии колеса и пути. Очевидно, что, если приподнять транспортное средство, оторвать его от дороги, например, на домкратах, колесо под действием приложенного к нему момента будет вращаться, но движущей силы для поступательного движения не будет. Подобная же ситуация снижения или полного отсутствия движущей силы может возникать и при потере трения между колесами и рельсами.

На железнодорожном транспорте движущую силу, реализуемую в точках касания колес с рельсами, обычно называют касательной силой тяги  $F_k$ . На это и указывает индекс «к» при обозначении силы.

## **П2.2. Сцепление ведущих колес локомотива с рельсами. Основной закон локомотивной тяги**

Величина момента  $M$ , который может быть приложен к ведущему колесу (ведущей оси) локомотива, меняется в зависимости от изменений режима движения и режима работы энергетической установки локомотива.

Но в любом случае сила трения покоя (при отсутствии скольжения), которая является силой реакции на действующий момент, не

может превосходить какого-то предельного значения, зависящего от условий трения (сцепления):

$$F_{\text{к}} \leq F_{\text{max}}.$$

Это условие называют основным законом локомотивной тяги.

Чтобы увеличить силу тяги, нужно увеличить величину вращающего момента, чтобы уменьшить – соответственно снизить его величину. Практически наиболее важной и чаще встречающейся потребностью в эксплуатации бывает необходимость увеличения силы тяги локомотива на отдельных этапах его движения с поездом (в моменты трогания поезда с места, его разгона, при движении на крутых подъемах и т. п.). Однако безграничное увеличение вращающего момента, приложенного к ведущей оси, невозможно.

Дело в том, что, как было показано выше, сила тяги возникает как реакция на вращающий момент при условии отсутствия скольжения в точке  $A$ , т. е. при наличии между колесом и рельсом необходимой для этого величины силы трения. Сила трения скольжения, как известно из физики, по закону Кулона–Амонтона прямо пропорциональна величине силы, прижимающей трущиеся поверхности друг к другу; в нашем случае это нагрузка  $P$  от колеса на рельс. Следовательно,  $F = P\mu$ . Известно также, что величины силы трения при отсутствии проскальзывания (так называемая сила трения покоя) и соответствующего ей коэффициента трения покоя  $\mu_0$ , больше, чем соответственно величины силы и коэффициента трения при начавшемся скольжении.

Стало быть, максимальная величина силы трения между колесом и рельсом при отсутствии скольжения  $F_{\text{max}} = P\mu_0$ . И, следовательно, наибольшее возможное значение силы тяги не может быть больше максимальной величины силы трения между колесом и рельсом, т. е.

$$F_{\text{к}} \leq F_{\text{max}}.$$

Реальный процесс взаимодействия колеса, создающего силу тяги, и рельса более сложен, так как поверхности колеса и рельса не плоские, а криволинейные, поэтому в контакте колеса и рельса трение и скольжение имеют место и в поперечном направлении.



Хотя все основано именно на трении, процесс реального взаимодействия ведущего колеса и рельса на железнодорожном транспорте называют сцеплением и величину максимальной силы тяги называют силой тяги по условиям сцепления ведущих колес с рельсами (или просто – по сцеплению), а само выражение неравенства – ограничением силы тяги по сцеплению:

$$F_{\max} = \Pi\psi,$$

где  $\psi$  – коэффициент сцепления.

Это ограничение обычно записывают так:

$$F_{\text{к max}} \leq \Pi\psi.$$

Это величина максимально возможной силы тяги одного колеса.

Если посчитать, что значения коэффициентов сцепления всех колес локомотива одинаковы, то для локомотива в целом можно написать

$$F_{\text{к max}} \leq \sum \Pi\psi = P\psi,$$

где  $P = \sum \Pi$  – так называемый сцепной вес локомотива (сумма нагрузок на рельсы от всех его ведущих колес).

С учетом принятых выше единиц измерения горизонтальных и вертикальных сил, действующих на поезд:

$$F_{\text{к max}} \leq 1000 \sum \Pi\psi = 1000 P\psi,$$

где величины вертикальных нагрузок  $\sum \Pi$  и  $P$  – в килоньютонах, кН, а результат – сила тяги  $F_{\text{к max}}$  – в ньютонах, Н.

Ограничение величины горизонтальных сил в точках касания колес и рельсов по условиям сцепления имеет значение не только для силы тяги, но и для создания тормозных сил.

Неравенство  $F_{\text{к max}} \leq 1000P\psi$  является конкретным выражением основного закона локомотивной тяги. Важно обратить внимание на то, что и при формулировке закона, и в этом его конкретном выражении отсутствуют указания на тип локомотива и мощность его энергетической установки. Данный закон одинаково ограничивает

наибольшую возможную величину силы тяги автономных и неавтономных локомотивов по условию сцепления ведущих колес и рельсов независимо от типа и мощности самого локомотива.

$\psi_k$  – коэффициент сцепления колеса с рельсами.

Для тепловозов серии ТЭ10

$$\psi_k = 0,118 + \frac{4}{22 + v^2};$$

для остальных тепловозов

$$\psi_k = 0,118 + \frac{5}{22,5 + v^2}.$$

Значение расчетного коэффициента сцепления для электровозов зависит от их серии. Его можно найти в ПТР (правила тяговых расчетов) и СНБ 3.03.01–98.

Коэффициент сцепления в кривых малого радиуса

$$\psi_{кр} = \psi_k K_{кр},$$

где  $\psi_k$  – коэффициент сцепления, зависящий от серии электровоза;

$K_{кр}$  – коэффициент уменьшения расчетного коэффициента сцепления:

$$K_{кр} = (250 + 1,55R)/(500 + 1,1R).$$

При разных значениях радиуса кривой  $R$  следует применять  $R$  от 200 до 500 м с интервалом 100 м.

## ТЯГОВЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТЕПЛОВЗОВ С ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧЕЙ

На эксплуатируемых сериях тепловозов с электрической передачей регулирование (управление) основных параметров движения – касательной силы тяги  $F_k$  и скорости  $v$  осуществляется двумя способами: изменением частоты вращения коленчатого дизеля и автоматическим переключением ступеней ослабления магнитного потока тяговых электродвигателей.

При первом способе машинист, меняя положение рукоятки контроллера машиниста, воздействует на степень затяжки пружины объединенного регулятора дизеля тепловоза и изменяет величину удельного эффективного расхода топлива в цилиндрах  $g_e$ . Пропорционально величине  $g_e$  происходит изменение частоты вращения коленчатого вала  $n_c$  и эффективной мощности  $N_c$  дизеля. Соответственно изменяются частота вращения якоря тягового генератора, подводимое к тяговым электродвигателям тепловоза напряжение  $U_r$ , значения силы тяги и скорости движения тепловоза с электрической передачей.

Опытные тяговые характеристики  $F_k = f(v)$  тепловоза с электрической передачей представляют собой семейство кривых  $F_k = f(v)$ , число которых равно числу позиций рукоятки контроллера машиниста.

Автоматическое регулирование параметров движения ( $F_k$ ,  $v$ ) тепловоза с электрической передачей по закону, соответствующему виду гиперболической кривой, обеспечивается двухступенчатой системой ослабления магнитного потока  $\Phi$  возбуждения тяговых электродвигателей.

Переключение ступеней ослабления магнитного потока  $\Phi$  (ПП–ОП1–ОП2) производится в автоматическом режиме при определенных для каждой серии тепловоза скоростях движения. Соответственно различают скорости прямых (при росте скорости)  $v_{ПП-ОП1}$  и  $v_{ОП1-ОП2}$  и обратных (при снижении скорости)  $v_{ОП2-ОП1}$  и  $v_{ОП1-ПП}$  переключений (переходов) ступеней ослабления магнитного потока (таблица). Подобная двухступенчатая система автоматического регулирования параметров движения тепловоза позволяет трехкратно

использовать внешнюю характеристику тягового генератора и обеспечивать изменение касательной силы тяги в функции скорости примерно по гиперболической кривой. Тяговая характеристика тепловоза с электрической передачей на каждой позиции рукоятки контроллера машиниста состоит из трех кривых  $F_k = f(v)$ , соответствующих полному полю возбуждения (ПП), первой (ОП1) и второй (ОП2) ступени ослабления поля.

### Характерные скорости тяговых характеристик тепловозов с электрическими передачами

Серия тепловоза	Скорость выхода на авторежим $v$ , км/ч	Расчетная скорость $v_p$ , км/ч	Скорости переключения ступеней, км/ч				Конструкционная скорость $v_k$ , км/ч
			$v_{ПП-ОП1}$	$v_{ОП1-ПП}$	$v_{ОП1-ОП2}$	$v_{ОП2-ОП1}$	
ТЭЗ	13,0	20,5	29,5	24,0	51,5	3,5	100
М62, 2М62У	11,5	20	33,5	29,0	61	43,5	100
2ТЭ10Л	22,0	23,4	38,0	27,5	62,5	43,0	100
2ТЭ10В 2ТЭ10М 2ТЭ10У 3ТЭЮМ	17,5	23,4	38,0	27,5	62,5	43,0	100
2ТЭ116	19,5	24,2	43,5	32,0	58,5	46,0	100
2ТЭ121	26,6	26,9	45,0	42,0	57,0	53,0	100
ТЭПО	22,0	35,0	55,5	41,5	80,5	62,0	140
ТЭП60	26,0	47,0	71,5	59	118	105	160
ТЭП70	23,0	48,3	77,0	51,5	105	72	160
ТЭП80	32,0	50,0	77,0	51,5	105	72	160
ТЭМ2	7,1	11,0	20,0	13,0	29,0	22,0	100
ТЭМ7	6,0	10,5	25,0	16,2	41,5	34,0	100
ЧМЭЗ	9,3	11,4	18,0	16,0	32,0	28,0	95

На рис. ПЗ.1 представлены опытные тяговые характеристики грузового тепловоза 2ТЭ121. Эти характеристики представляют собой семейство кривых  $F_k = f(v)$  для 15 позиций рукоятки контроллера машиниста. Каждому положению рукоятки контроллера машиниста (ПК) соответствует фиксированное значение частоты вращения коленчатого вала дизеля 2А-5Д49 от 350 об/мин на ПК1 до 1000 об/мин на ПК15, когда дизель каждой секции работает с номи-

нальной мощностью 2200 кВт. Таким образом, прирост оборотов коленчатого вала дизеля 2А-5Д49 при перемещении рукоятки контроллера машиниста тепловозов 2ТЭ121 на одно положение составляет примерно 43 об/мин.

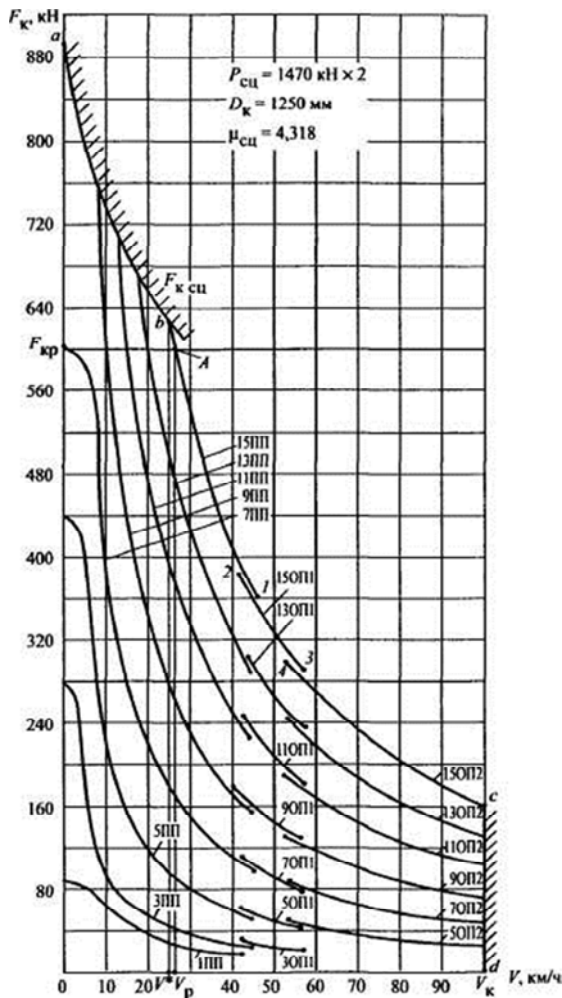


Рис. ПЗ.1. Тяговые характеристики грузового тепловоза 2ТЭ121

На рис. ПЗ.1 также показаны ограничения тяговых возможностей тепловоза 2ТЭ121 (ПК 15): по силе сцепления колес с рельсами – кривая  $a-b$ ; по мощности дизеля – кривая  $b-c$ ; максимальной (конструкционной) скорости движения – кривая  $c-d$  и характерные скорости этой серии тепловозов:  $v^*$  – скорость выхода на автоматическое регулирование параметров движения;  $v_p$  – расчетная скорость движения (скорость длительного режима); точки 1, 2, 3, 4 на тяговой характеристике соответствуют скоростям прямого ( $v_{\text{пп-оп1}}$ ,  $v_{\text{оп1-оп2}}$ ) и обратного ( $v_{\text{оп2-оп1}}$ ,  $v_{\text{оп1-пп}}$ ) переключений ступеней ослабления магнитного потока и тока возбуждения ТЭД. При повышении скорости движения тепловоза включаются реле прямых переходов (переключений), при понижении – обратных.

Одним из важнейших показателей тяговой характеристики локомотива является его расчетная скорость движения  $v_p$ . В таблице представлены значения величины  $v_p$  основных серий отечественных тепловозов.

*Расчетная скорость* – минимально допустимая по условиям обеспечения заданной надежности работы силового оборудования тепловоза с электрической передачей равномерная (равновесная) скорость движения, которая достигается при ведении поезда расчетного (критического) веса по наиболее трудному для преодоления элементу профиля. Такие элементы профиля для конкретных участков обращения локомотивов называются расчетными или руководящими подъемами.

Режим работы тепловоза при расчетных значениях скорости  $v_p$  и силы тяги  $F_{\text{кр}}$  (точка А на рис. ПЗ.1) также называют расчетным. Величины  $F_{\text{кр}}$  и  $v_p$  для конкретной серии тепловозов устанавливаются опытным путем по результатам эксплуатационных испытаний локомотивов.

Снижение значения расчетной скорости грузовых тепловозов – один из важных резервов повышения эксплуатационной эффективности тепловозной тяги. Так как тяговая характеристика тепловоза имеет вид гиперболической кривой, снижение величины  $v_p$  локомотива позволит увеличить весовые нормы грузовых поездов при той же мощности силовой установки тепловоза. С другой стороны, выбор расчетной скорости в зоне ограничения силы тяги по условиям сцепления колес с рельсами приведет к снижению устойчивости

работы тепловоза в зоне возможного боксования. Также при снижении величины  $v_p$  возрастают токовые и температурные нагрузки на тяговые электрические машины тепловоза, что потребует применения в них более высоких классов изоляции для обеспечения заданной эксплуатационной надежности.

На рис. П3.2 представлена опытная тяговая характеристика пассажирского тепловоза ТЭП80 при работе на 15-й позиции рукоятки контроллера машиниста. Восьмиосный тепловоз ТЭП80 (колесная осевая формула  $4_0-4_0$ ) имеет сцепной вес 1800 кН и предназначен для работы на скоростных магистралях с пассажирскими поездами, число вагонов в которых может достигать 26–30. Расчетная скорость этой серии  $v_p = 50$  км/ч, а конструкционная –  $v_k = 160$  км/ч; расчетная сила тяги  $F_{кр} = 246,8$  кН. Силовая установка тепловоза ТЭП80 состоит из дизеля 20ЧН26/26 мощностью 4400 кВт (ПК 15), синхронного генератора переменного тока ГС-519У2 с частотой питающего напряжения 133 Гц и двух выпрямительных установок В-ТППД-4К-1000. На тепловозе применены тяговые электродвигатели ЭД 121В с последовательной системой возбуждения и электрический реостатный тормоз мощностью 4000 кВт. Возбуждение тяговых электродвигателей ЭД121В при работе в режиме электрического торможения осуществляется от тягового генератора.

Восьмиосный тепловоз ТЭМ7 мощностью 1470 кВт с электрической передачей переменного-постоянного тока предназначен для выполнения тяжелой маневрово-вывозной и горочной работы на крупных железнодорожных станциях с составами весом до 60000 кН. Тяговые характеристики тепловоза ТЭМ7 приведены на рис. П3.3. Полная мощность дизеля 12ЧН26/26 тепловоза ТЭМ7 используется лишь до скорости 85 км/ч, что обусловлено наличием ограничения по возбуждению синхронного тягового генератора ГС-515.

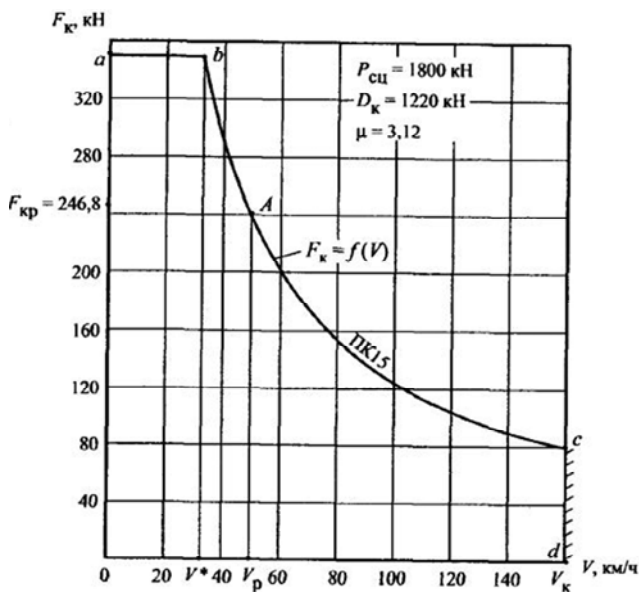


Рис. ПЗ.2. Тяговая характеристика пассажирского тепловоза ТЭП80

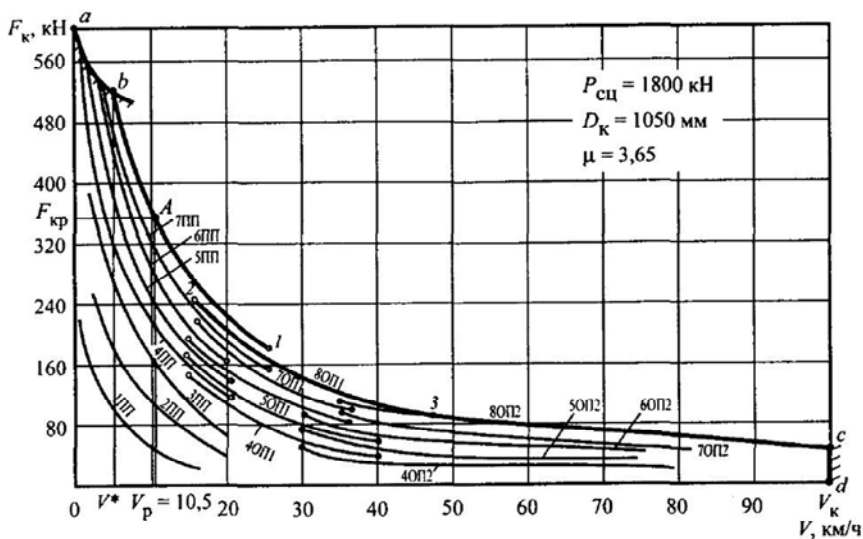


Рис. ПЗ.3. Тяговые характеристики тепловоза ТЭМ7



На рис. ПЗ.3 также показаны ограничения тяговой характеристики тепловоза ТЭМ7 (ПК8): по силе сцепления колес с рельсами – кривая  $a-b$ ;

по мощности дизеля – кривая  $b-c$ ;

по максимальной скорости движения – кривая  $c-d$ .

Точка  $A$  на характеристике  $F_k = f(v)$  соответствует расчетному режиму работы тепловоза, при котором расчетная сила тяги этого тепловоза  $F_{кр} = 344$  кН при расчетной скорости 10,5 км/ч.

## ТЯГОВЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЭЛЕКТРОПОДВИЖНОГО СОСТАВА ПОСТОЯННОГО ТОКА

Расчетные тяговые характеристики электроподвижного состава (ЭПС) постоянного тока можно построить по электромеханическим характеристикам тяговых электродвигателей или колесно-моторных блоков.

Методика построения расчетных тяговых характеристик электровозов и электропоездов постоянного тока по электромеханическим характеристикам двигателей подробно изложена в разделе 6 применительно к тепловозам с электрической передачей.

Касательная сила тяги  $F_k$  ЭПС постоянного тока

$$F_k = m F_{кд}, \text{ Н},$$

где  $m$  – число тяговых электродвигателей с учетом схемы соединения;

$F_{кд}$  – касательная сила тяги на ободу колес колесной пары, Н.

Касательная мощность ЭПС постоянной тока

$$N_k = F_k v / 3600, \text{ кВт},$$

где  $v$  – скорость движения, км/ч.

На рис. П4.1 приведены расчетные тяговые характеристики  $F_k = f(v)$  (рис. П4.1, *a*) и кривая изменения касательной мощности восьмиосного грузового электровоза постоянного тока от скорости движения (рис. П4.1, *б*). Как видим, электровоз имеет три схемы соединения тяговых электродвигателей, на каждой из которых кроме полного магнитного потока (ПП) предусмотрены четыре ступени ослабления магнитного потока двигателей (ОП1, ОП2, ОП3, ОП4).

На тяговой характеристике электровоза постоянного тока показаны ограничивающие линии тяговых возможностей локомотива:

*a–b* – по силе сцепления колес с рельсами;

*b–c–d* – по наибольшим значениям тока тяговых двигателей (по условиям нормальной коммутации);

*d–e* – наибольшим допустимым скоростям движения.

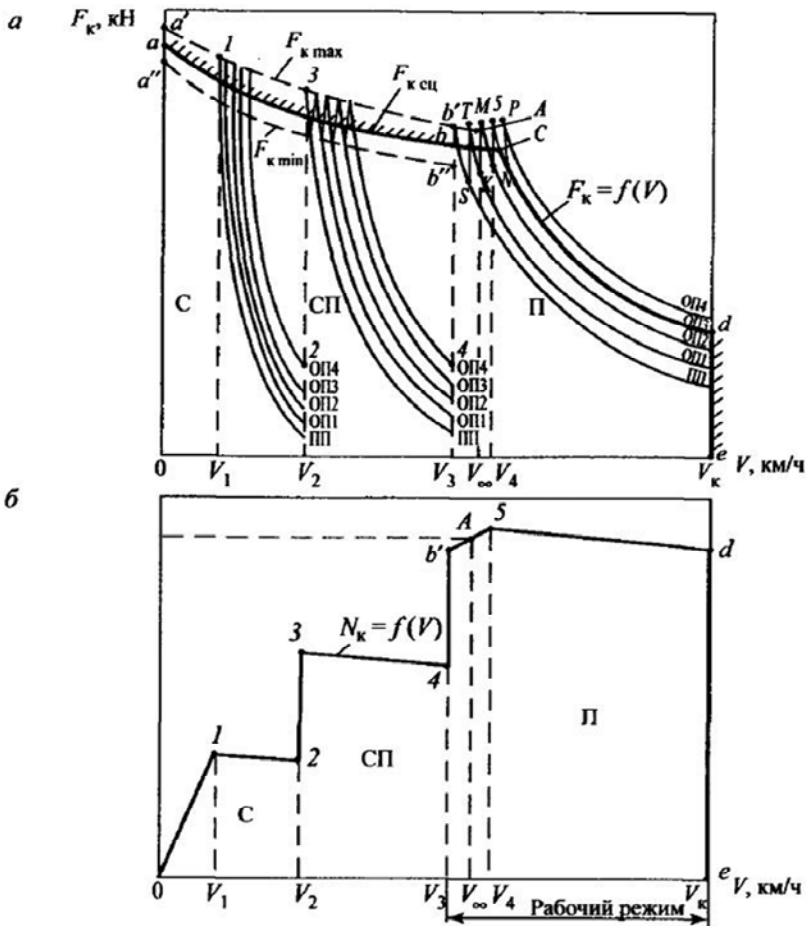


Рис. П4.1. Расчетные характеристики электровоза постоянного тока:  
*a* – тяговые характеристики; *б* – кривая изменения тяговой мощности

Так как разгон электровоза постоянного тока осуществляется с применением пусковых резисторов, при переходе с одной реостатной позиции на другую (их число достигает 37) возникают броски тока, а следовательно, резкое увеличение силы тяги в диапазоне от  $F_{к\ min}$  до  $F_{к\ max}$ . Диапазон изменения силы тяги при работе электровоза на пусковых резисторах показан на рис. П4.1 штриховыми линиями  $a-b'$  и  $a''-b''$ . Линия  $a-b$  соответствует расчетному значению

силы тяги, ограниченной по сцеплению, которая определяется по эмпирическим формулам, приведенным в ПТР для определенных серий локомотивов.

Бросками тока тяговых двигателей, а следовательно, касательной силы тяги, создаваемой колесами электровоза, сопровождаются также переключения ступеней ослабления магнитного потока двигателей ПП–ОП1–ОП2–ОП3–ОП4 (см. рис. П4.1, *a*).

При выполнении тяговых расчетов эти изменения силы тяги при переключении схем соединения тяговых двигателей и ступеней ослабления магнитного потока принято не учитывать. Практические расчеты проводят, используя параметры жирно выделенной линии *a–b–c–d–e* на тяговых характеристиках локомотива, соответствующей средним расчетным значениям изменения касательной силы тяги электровоза от скорости.

На тяговых характеристиках электроподвижного состава выделяют три основных режима работы локомотива: расчетный, часовой и длительный.

Расчетный режим, расчетная скорость  $v_p$  и касательная сила тяги  $F_{кр}$  электровоза постоянного тока обычно соответствуют точке перехода с ограничения силы тяги по сцеплению на ограничение по току коммутации двигателей (точка *b* на рис. П4.1, *a*). По расчетному режиму работу электровоза определяют весовые нормы поездов и проводят основные тягово-энергетические расчеты по определению скорости движения и времени хода поезда по перегону и расходу электроэнергии на тягу поездов. При работе электровоза в часовом режиме ( $v_ч, F_{кч}$ ) эксплуатационная надежность его силового оборудования при движении локомотива по наиболее трудному элементу профиля с критическим (расчетным) весом состава обеспечивается в течение часа. Длительный режим работы электровоза ( $v_\infty, F_\infty$ ) по значению соответствует расчетному режиму тепловоза с электрической передачей. Часовой и длительный режимы работы электровоза на его тяговой характеристике соответствуют параллельному соединению двигателей и ступени ослабления магнитного потока ОП3.

Касательная мощность  $P_k$  электровоза постоянного тока изменяется ступенчато (см. рис. П4.1, *б*). Разгон электровоза в диапазоне скоростей  $0–v_2$  производится при серийном (последовательном)

соединении тяговых двигателей и применении пусковых резисторов, в которых поглощается значительная часть мощности электрической энергии, поступающей из контактной сети. При скорости  $v_1$  постепенно происходят автоматические переключения ступеней ослабления магнитного потока; из-за жесткости электромеханических характеристик тяговых электродвигателей происходит недоиспользование их мощности, поэтому касательная мощность  $N_k$  электровоза на участке  $v_1-v_2$  несколько падает. При увеличении скорости электровоза производятся дальнейшие переключения схем соединения двигателей: вначале на серийно-параллельное «СП» ( $v_2-v_3$ ), затем на параллельное «П» ( $v_3-v_k$ ). Падение касательной мощности в диапазонах скоростей  $v_2-v_3$  и  $v_4-v_k$  объясняется жесткостью характеристик двигателей. Практически все характерные скорости электровоза постоянного тока попадают на диапазон  $v_3-v_k$ , который считается рабочим (оптимальным) режимом их работы. Именно в рабочем диапазоне устанавливаются расчетная мощность и мощности часового и длительного режимов работы электровоза и реализуется установленная мощность тяговых электродвигателей.

Опытные тяговые характеристики электроподвижного состава постоянного тока получают в результате тягово-энергетических и тягово-эксплуатационных испытаний.

В качестве примера на рис. П4.2 приведены опытные тяговые характеристики двенадцатисосного двухсекционного грузового электровоза ВЛ15 с электродвигателями ТЛ-3 мощностью в длительном режиме работы 700 кВт каждый. На электровозе ВЛ 15 применяют три схемы соединения двигателей (С–СП–П) и четыре ступени ослабления магнитного потока (ОП1–ОП2–ОП3–ОП4), а также полное возбуждение (ПП) на каждой из схем соединения двигателей ТЛ-3. Каждой из ступеней ослабления магнитного потока соответствует своя тяговая характеристика электровоза. Сила тяги часового режима электровоза ВЛ 15, соответствующая параллельному соединению двигателей и ступени ОП3,  $F_{кч} = 675$  кН, скорость  $v_{ч} = 46,0$  км/ч; сила тяги длительного режима  $F_{к\infty} = 620$  кН, скорость  $v_{\infty} = 47,0$  км/ч. Мощность на валах тяговых электродвигателей ВЛ 15 часового режима 9000 кВт, длительного – 8400 кВт.

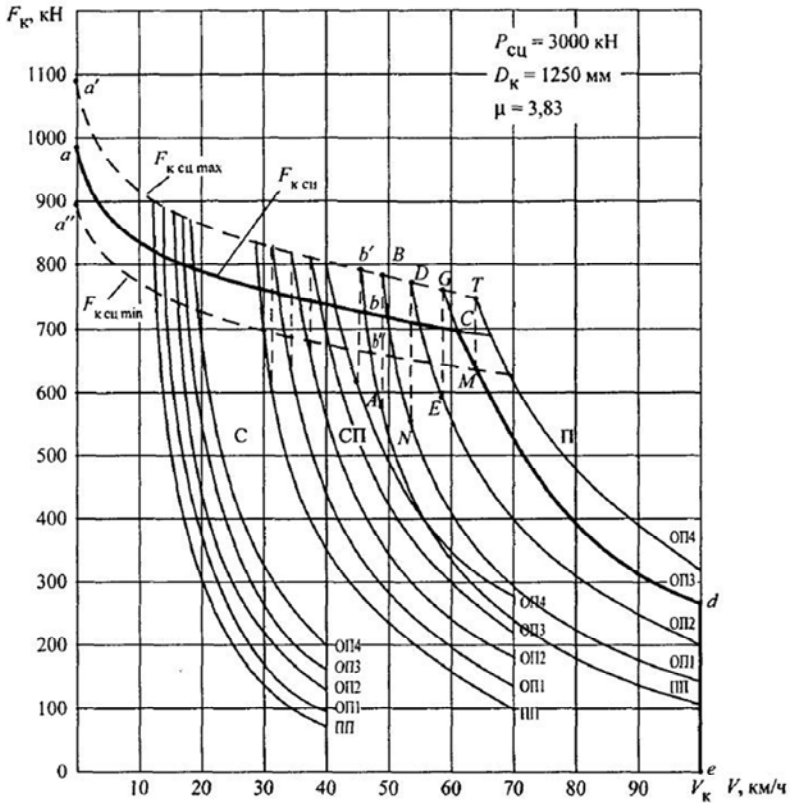


Рис. П4.2. Тяговые характеристики грузового электровоза ВЛ15

На графиках  $F_k = f(v)$  электровоза ВЛ15, представленных на рис. П4.2, отмечены следующие ограничения тяговых характеристик локомотива:

кривая  $a-b$  – по сцеплению колес с рельсами (расчетная зависимость);

кривая  $b-c-d$  – по току коммутации тяговых электродвигателей;

$d-e$  – по максимальной скорости движения.

На кривой  $b-c-d$  (см. рис. П4.2) также отмечены точки, соответствующие часовому и длительному режимам работы электровоза ВЛ15.

Разгон электровоза ВЛ15 осуществляется с применением пусковых резисторов. Переходы с одной реостатной позиции на другую сопровождаются бросками тока двигателей, а следовательно, силы тяги электровоза от  $F_{к. сц. \min}$  до  $F_{к. сц. \max}$  (см. рис. П4.2). На тяговых характеристиках электровоза ВЛ15 диапазон этих колебаний величины  $F_{к. сц}$  ограничен штриховыми линиями  $a'-b'$  и  $a''-b''$ .

Переключения схем соединения тяговых электродвигателей ВЛ15 (С–СП–П) и ступеней ослабления (ПП–ОП1–ОП2–ОП3–ОП4) также сопровождаются бросками тока и силы тяги локомотива. В качестве примера изменения силы тяги при переключениях ступеней на параллельном сцеплении двигателей на рис. П4.2 показаны штриховыми линиями  $A-B$ ,  $E-G$ ,  $M-T$ .

При выполнении тяговых расчетов принято не учитывать изменения силы тяги при переключениях схем соединения двигателей и ступеней, а использовать средние значения силы тяги ВЛ15, выделенные на рис. П4.2 жирной линией  $a-b-c-d-e$ .

На рис. П4.3 представлены тяговые характеристики электропоезда ЭД4, состоящего из 10 вагонов (пять моторных, два головных и три прицепных). На электропоезде ЭД4 применено последовательное «С» соединение тяговых электродвигателей ТДЭ235У1, рассчитанных на напряжение 750 В. Реостатный контроллер машиниста электропоезда ЭД4 имеет 20 позиций контроллера (ПК), которым соответствует семейство тяговых характеристик. На первых 14 позициях (ПК1–ПК14) при движении электропоезда машинист последовательно выводит пусковые резисторы, на позициях 15–20 автоматически включаются три ступени ослабления магнитного потока (ОП1–ОП2–ОП3). На характеристиках  $F_{к} = f(v)$  электропоезда ЭД4 также показаны следующие ограничения силы тяги (см. рис. П4.3):

кривая  $a-b$  – по сцеплению колес с рельсами;

$c-d-e-q$  – по максимальному току двигателей;

$q-t$  – по максимальной скорости движения.

Коэффициент ослабления магнитного потока  $\alpha$  на позиции ПК20 достигает 0,2.

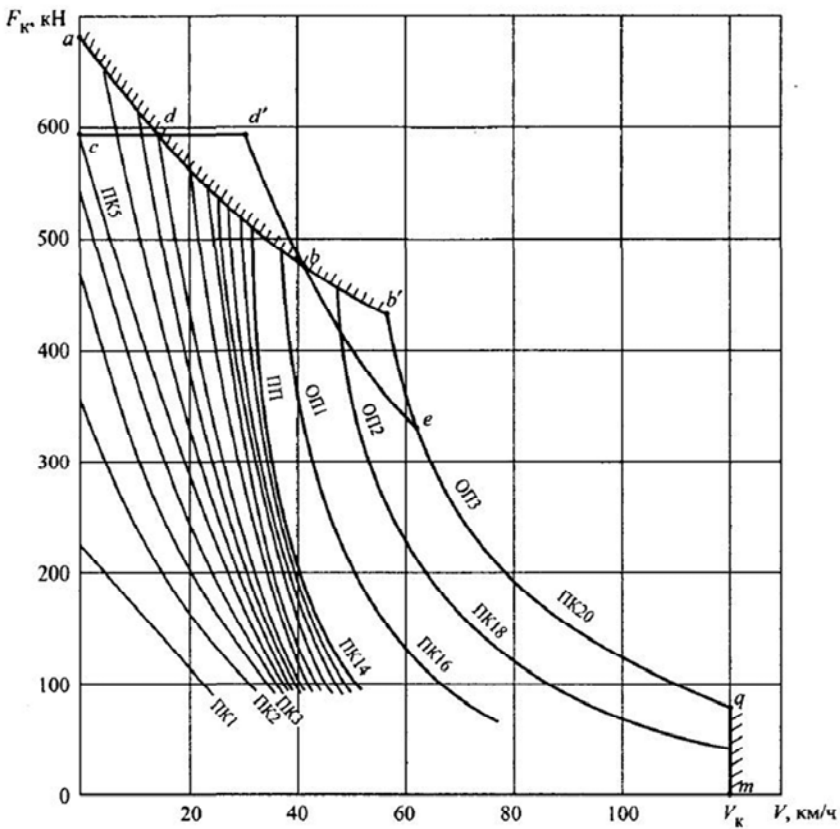


Рис. П4.3. Тяговые характеристики электропоезда ЭД4

На рис. П4.4 и П4.5 приведены тяговые характеристики тепловоза ТЭЗ с электрической передачей и электровозов.



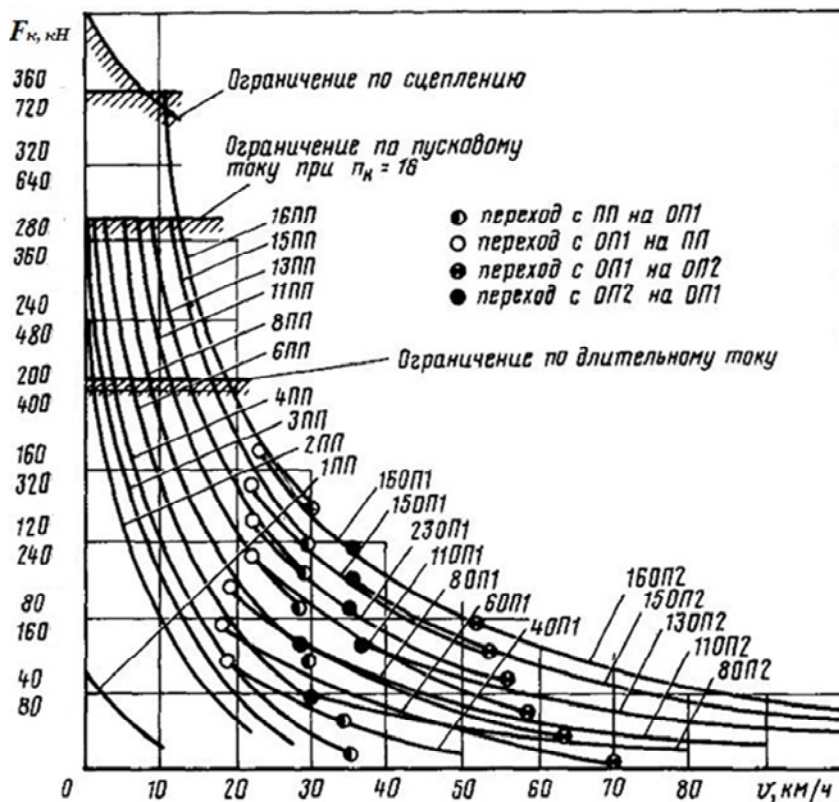


Рис. П4.4. Тяговые характеристики тепловоза ТЭЗ с электрической передачей

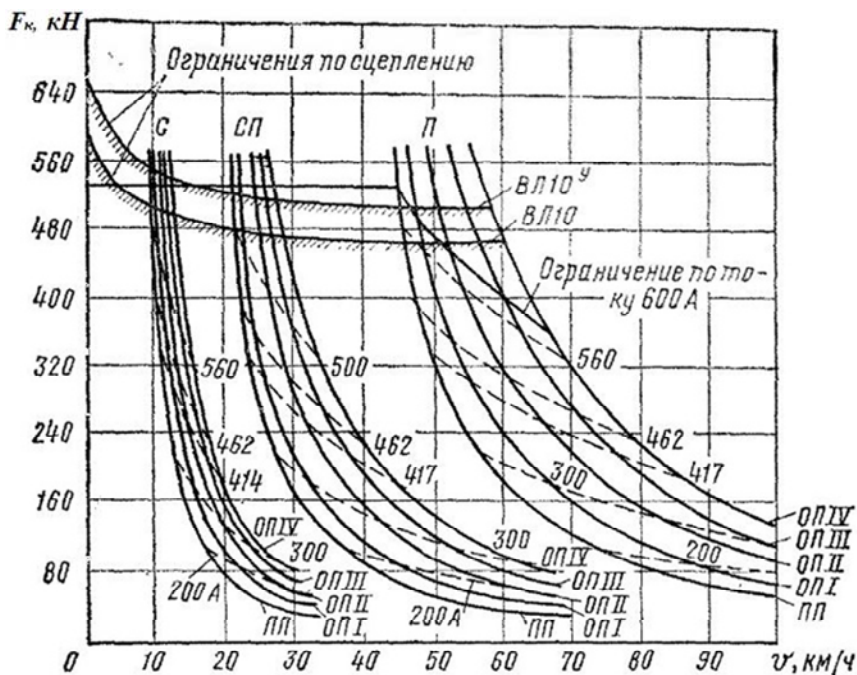


Рис. П4.5. Тяговые характеристики электровозов ВЛ10 и ВЛ10<sup>У</sup>

Учебное издание

**ЛЕОНОВИЧ** Иван Иосифович

**ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫЕ ПУТИ  
И ПУТЕВОЕ ХОЗЯЙСТВО**

Учебно-методическое пособие  
для студентов специальности 1-70 03 02 «Мосты, транспортные  
тоннели и метрополитены»

Редактор *Т. Н. Микулик*  
Компьютерная верстка *А. Г. Занкевич*

Подписано в печать 20.10.2014. Формат 60×84 <sup>1</sup>/<sub>16</sub>. Бумага офсетная. Ризография.

Усл. печ. л. 10,64. Уч.-изд. л. 8,32. Тираж 120. Заказ 11.

Издатель и полиграфическое исполнение: Белорусский национальный технический университет.

Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя, распространителя  
печатных изданий № 1/173 от 12.02.2014. Пр. Независимости, 65. 220013, г. Минск.