

**ОРГАНИЗАЦИЯ СОТРУДНИЧЕСТВА ЖЕЛЕЗНЫХ ДОРОГ (ОСЖД)**

I издание

Разработано экспертами Комиссии ОСЖД по инфраструктуре и подвижному составу 21 – 24 мая 2013 г.,  
Чешская Республика, г. Кутна Гора

Согласовано совещанием Комиссии ОСЖД по инфраструктуре и подвижному составу 28 – 31 октября 2013 г.,  
Комитет ОСЖД, г. Варшава

Утверждено на XXIX заседании Конференции  
Генеральных директоров (ответственных представителей)  
железных дорог ОСЖД, 24 – 28 апреля 2014 г., КНДР, г. Пхеньян

Дата вступления в силу: 28 апреля 2014 г.

Примечания:

1. Теряют силу памятки: Р 752/1 (II издание 06.11.2008 г.) и Р 752/2 (I издание 08.10.1999);
2. Памятка имеет обязательный характер для железных дорог: БЧ, НК «ЖИ», МАВ, ОАО «РЖД», УЗ

**O+P  
753**

**РЕКОМЕНДАЦИИ  
ПО ИСПОЛЬЗОВАНИЮ И КОНСТРУКЦИИ  
КОНТРЕЛЬСОВ В СОСТАВЕ СТРЕЛОЧНЫХ ПЕРЕВОДОВ**

**СОДЕРЖАНИЕ**

<b>1</b>	<b>НАЗНАЧЕНИЕ ПАМЯТКИ .....</b>	<b>3</b>
<b>2</b>	<b>ТРЕБОВАНИЯ К КОНТРРЕЛЬСОВЫМ УЗЛАМ СТРЕЛОЧНЫХ ПЕРЕВОДОВ .....</b>	<b>3</b>
<b>2.1</b>	<b>Требования по критериям безопасности .....</b>	<b>5</b>
<b>2.2</b>	<b>Динамико-кинематические требования .....</b>	<b>7</b>
<b>2.3</b>	<b>Критерий прочности контррельса .....</b>	<b>10</b>
<b>3</b>	<b>ПРИМЕНЕНИЕ КОНТРРЕЛЬСОВ-ПРОТЕКТОРОВ НА СТРЕЛОЧНЫХ ПЕРЕВОДАХ.</b>	<b>11</b>

## 1. НАЗНАЧЕНИЕ ПАМЯТКИ

Настоящая Памятка разработана взамен памяток Р 752/1 «Применение контррельсов-протекторов на стрелочных переводах» (II издание от 06.11.2008 г.) и Р 752/2 «Рекомендации по конструкции контррельсов, не связанных непосредственно с путевым рельсом» (I издание от 08.10.1999 г.).

Унификация требований к контррельсам и другим видам стрелочной продукции призвана обеспечить наилучшие условия обращения подвижного состава по пути и должна способствовать интеграционным процессам в рамках организации ОСЖД, а также реализации ее перспективных задач.

Памятка посвящена формированию подходов к проектированию и нормированию геометрических размеров контррельсовых узлов для стрелочных переводов.

В памятке рассматриваются вопросы использования контррельсов для обеспечения безопасности движения по крестовинным узлам стрелочных переводов с крестовинами, имеющими разрыв рельсовой колеи между усовиком и сердечником, а также контррельсов-протекторов, предназначенных для улучшения условий движения по стрелкам стрелочных переводов и уменьшения износа остриек и рамных рельсов.

## 2. ТРЕБОВАНИЯ К КОНТРРЕЛЬСОВЫМ УЗЛАМ СТРЕЛОЧНЫХ ПЕРЕВОДОВ

В состав стрелочных переводов наиболее массовых конструкций с "жесткими" крестовинами входят контррельсы. Они предназначены для направления колесных пар и предотвращения ухода колеса,двигающегося по крестовине в желоб, не соответствующий направлению движения, или вкатывания его на сердечник крестовины.

Конструкция контррельсовых узлов с контррельсами не связанными с ходовыми рельсами дает возможность проводить регулировку желобов в эксплуатации и, тем самым, существенным образом увеличить ресурс контррельсовых узлов. В связи с этим возникает вопрос о нормировании допустимого положения контррельса в узле, износа и связанных с этим параметром размеров желобов контррельса. Изношенный контррельс, также как и новый, должен обеспечивать выполнение требований, предъявляемых к контррельсовым узлам.

Поскольку контррельсы в составе стрелочных переводов применяются для обеспечения безопасного прохождения колесных пар подвижного состава по крестовинным узлам, и другим узлам, включающим в себя контррельсы, **главным требованием является критерий безопасности.** Параметры контррельса и контррельсового узла в целом должны обеспечивать прохождение колесных пар без ударов и набеганий колес на острие сердечника крестовины (позиция 5 на рис.1), на "нерабочий" усовик до горла (позиция 3 на рис.1), на улавливающую часть усовика, улавливающую часть контррельса (позиция 1 на рис.1), предотвращать возможность распора колесных пар между контррельсом и "нерабочим" усовиком (позиция 6 на рис.1).



прямой части, в начале отгибов и улавливающей части соответственно  $e_k$ ,  $e_{ko}$ ,  $e_{kp}$  (см. рис. 1). Размеры желобов крестовины в горле, прямой части усовиков в начале отгиба и улавливающей части, соответственно  $e_n$ ,  $e_y$ ,  $e_{yo}$ ,  $e_{yp}$ .

Пусть входящая на крестовинный узел колесная пара имеет расстояние между внутренними гранями колес по низу  $Q$  и толщины гребней колес (с учетом выкружки на тыльной стороне) со стороны усовика  $D_y$  и со стороны контррельса  $D_k$ . При подходе к крестовинному узлу колесная пара имеет зазор между гребнем колеса и рабочей гранью ходового рельса при контррельсе  $\delta_k$  и аналогичный зазор между рабочей гранью усовика и гребнем второго колеса  $\delta_y$ . В зависимости от конкретных значений всех названных выше размеров при проходе колесной пары по крестовинному узлу возможны следующие случаи.

Набегание тыльной части колеса,двигающегося по ходовому рельсу на контррельс в пределах его улавливающей части. Условие возникновения этого явления можно записать так:

$$(\delta_k + D_k) > e_{ko} \quad (1)$$

Набегание тыльной части колеса,двигающегося по ходовому рельсу, на контррельс в пределах его отогнутой части. Условие возникновения этого явления:

$$e_{ko} \geq (\delta_k + D_k) \geq e_k \quad (2)$$

Набегание тыльной части колеса,двигающегося по крестовине, на усовик крестовины до горла. Условие такого прохода колесной пары:

$$(\delta_y + D_y) > e_2 \quad (3)$$

Набегание тыльной части гребня колеса,двигающегося по крестовине, на усовик после прохода горла. Такой вариант прохода возникает при условии:

$$e_y \leq (\delta_k + D_y) < e_2 \quad (4)$$

Удар (набегание) колеса,двигающегося по крестовине в острие сердечника. Он может возникнуть, если:

$$Q + D_k + D_y + \delta_k \geq S - e_k = T \quad (5)$$

где  $T$  - расстояние между сердечником и рабочей гранью контррельса.

Распор колесной пары контррельсом и усовиком. Распор возникнет при

$$Q \leq S - e_k - e_y = E \quad (6)$$

условии:

где  $E$  - расстояние между рабочей гранью контррельса и "нерабочим" усовиком.

Кроме того, возможны набегания колес на отогнутую и улавливающую части контррельса. Условия возникновения этих явлений совпадают с условиями (1) и (2). Также возможны набегания тыльной части колес на улавливающую и отогнутую часть усовиков крестовины. Условия этих явлений соответственно получаются из условий (1) и (2), если заменить индекс "к" на индекс "y":

$$(\delta_y + D_k) > e_{yo} \quad (7)$$

$$e_{y0} \geq (\delta_y + D_y) \geq e_y \quad (8)$$

Помимо названных случаев возможен свободный проход колес по крестовинному узлу. Условие такого прохода противоположно системе условий (1) - (8). Выполнение требований безопасности должно обеспечиваться назначением размеров колеи и желобов, размеров  $T$  и  $E$ , так чтобы условия, обратные условиям (1), (3), (5), (6), (7) соблюдались для всех возможных сочетаний размеров колесных пар и крестовинных узлов. Методы анализа таких сочетаний могут быть различными. (Анализ применяемых методов и пример их применения для разработки нормативных документов на российских железных дорогах приведен в приложении 1).

## 2.2. Динамико-кинематические требования

Конструктивно контррельсы состоят из основной части  $l_{k0}$ , перекрывающей вредное пространство, двух отводов  $l_{k1}$ , направляющих колесные пары в желоб крестовины соответствующего пути и двух нерабочих улавливающих частей  $l_{k2}$ , предназначенных для обеспечения безопасности движения в случаях нарушения норм содержания рельсовой колеи и экстраординарных случаях (рисунок 2).

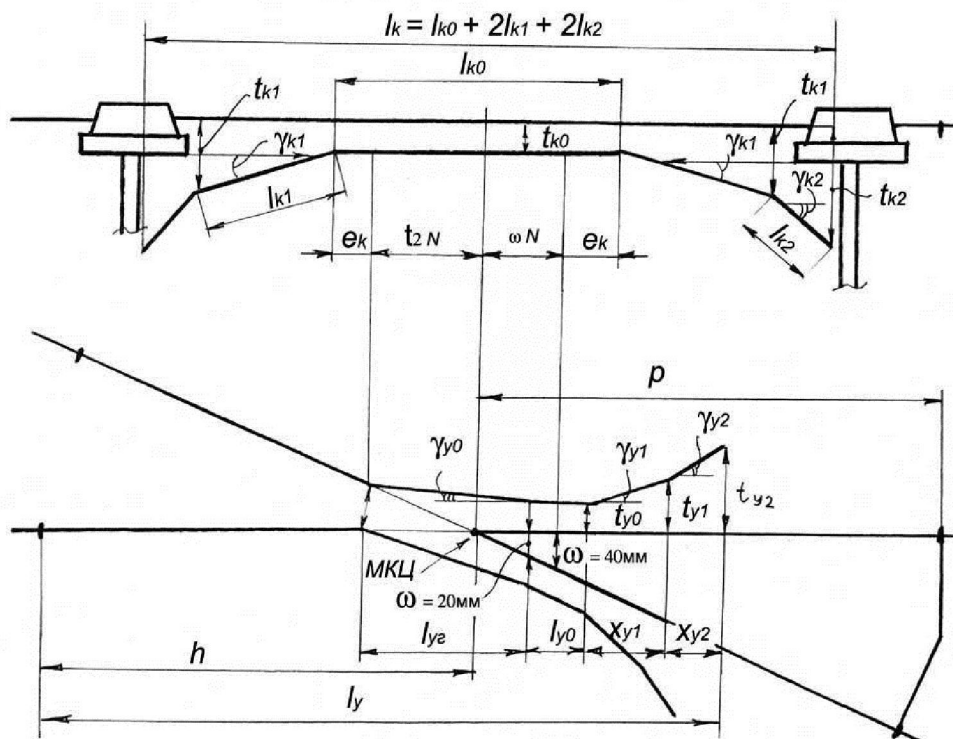


Рисунок 2 - Конструктивная схема контррельса и крестовины  
Длины частей контррельсов определяются следующим образом:

$$l_{k0} = (t_2 + w_c) N + 2e_k,$$

$$\left\{ \begin{array}{l} l_{k1} = \frac{t_{k1} - t_{ko}}{\sin \gamma_{k1}}, \\ l_{k2} \geq [l_{k2}]_{min}, \\ l_k = l_{ko} + 2 l_{k1} + 2 l_{k2} \end{array} \right. , \quad (9)$$

где  $N$  - марка крестовины;

$\gamma_{k1}$  - угол отвода контррельса;

$t_2$  - желоб в горле крестовины;

$t_{ko}$  - желоб в основной части крестовины;

$t_{k1}$  - желоб в конце отогнутой части крестовины;

$w_c$  - ширина сердечника крестовины в сечении, где колесо полностью опирается на него;

$e_k$  - запас перекрытия вредного пространства;

$[l_{k2}]_{min}$  - минимальная длина улавливающей части.

Угол отвода контррельса не должен превышать допустимого угла удара в отведённую часть контррельса, которая определяется допускаемой величиной "эффекта удара" -  $W_k$  по формуле:

$$\sin \gamma_{k1} = \frac{W_k}{V_n}, \quad (10)$$

где  $V_k$  - расчётная скорость движения по основному пути.

Большие динамические силы, действующие на контррельс приводят к разрывам контррельсовых болтов в узлах с контррельсами из спецпрофилей типа РК, что требует принятия немедленных мер, вплоть до остановки движения поездов (при разрыве двух болтов подряд). В узлах с контррельсами не связанных с ходовым рельсом повышенное воздействие приводит к изломам контррельсовых башмаков. Сдвиги колесных пар вызывают в эксплуатации появление седловин на рельсах крестовины, что требует ограничения скоростей движения поездов и снижает срок службы самих рельсов.

Уровень воздействия колес на контррельс регулируется нормированием величин "эффекта удара" на отогнутую и улавливающую части контррельса. По нормируемым величинам "эффекта удара" определяются углы контррельсов в отогнутой и улавливающей части. Эти углы, с учетом допусков изготовления, закладываются в проектную документацию на стрелочный перевод.

В конструкции стрелочных переводов в которых используются контррельсы из спецпрофилей РК, которые конструктивно крепятся к ходовому рельсу через вкладыши регулировка желобов крайне затруднительна и в эксплуатации как правило не проводится. Если износ контррельса не позволяет обеспечить требуемые нормами размеры желобов и безопасности, контррельс вместе с рельсом крестовины заменяется.

Применение контррельсовых узлов с контррельсами не связанными с ходовыми рельсами позволяет регулировать размеры желобов в процессе эксплуатации, за счет установки прокладок между контррельсом и опорной частью контррельсовых башмаков. Это дает возможность продлить сроки службы контррельсов, так как их износ уже не является препятствием для установки нормируемых величин размеров желобов и безопасности.

В связи с тем, что воздействие колес на контррельсы по их длине не одинаковое, изнашиваются контррельсы не равномерно. Наибольший износ имеет место в средней части контррельса, поэтому при постановке регулировочных прокладок углы отогнутой части контррельса увеличиваются. Эффект удара, определяемый в соответствии с формулой (10) возрастает.

Наибольший износ контррельса будет лимитироваться предельно допустимым углом набегания колес на контррельс.

### 2.3. Критерий прочности контррельса

Проверяется критерий сравнением напряжений, возникающих в наиболее нагруженной части контррельса, с допускаемыми напряжениями.

$$\sigma_{max} \leq [\sigma].$$

По мере износа контррельса размеры его поперечного сечения изменяются. При этом составляющие напряжений от изгиба и кручения возрастают, а геометрические характеристики его сечения (моменты инерции и момент сопротивления) уменьшаются. Для решения вопроса о допустимом износе контррельса необходимо исходить из необходимости обеспечения требований прочности не только для нового, но и для изношенного контррельса. Воздействие колес на контррельс не должно приводить к появлению опасных дефектов или изломов контррельса. Провести серию испытаний, охватывающую возможные условия работы контррельсов с различным износом при различных сочетаниях размеров колеи и желобов дорожного и практически не реально. Поэтому для исследования напряженно-деформированного состояния контррельсов целесообразно использовать экспериментально-расчетный метод.

Работу следует выполнять в два этапа.

Первый этап - динамико-прочностные испытания с подробным исследованием параметров напряженно-деформированного состояния контррельсов. Целью этапа является получение данных о наиболее нагруженных сечениях контррельса и соотношений позволяющих проверить адекватность моделей, используемых в дальнейшем для расчетов прочности контррельса и узлов его крепления к брускам.

Второй этап - проведение расчетов напряженно-деформированного состояния контррельсов при различных сочетаниях размеров узлов и различном износе самого контррельса. Цель этапа - проверка прочности контррельса и узлов его крепления к брускам, а также определение допускаемой величины износа контррельсов по условиям прочности.

Простейшая модель контррельса - неразрезная балка конечной длины на  $N$  опорах. Такая модель позволяет получить необходимые расчетные величины напряжений в контррельсе, однако получаемые в таком расчете данные приводят к



неоправданному запасу прочности и излишним ограничениям величин допустимого износа контррельсов.

Значительно более точные результаты дают модели основанные на методе конечных элементов, поэтому при расчетах целесообразно использовать конечно-элементные модели основанные на применении одного из стандартных пакетов программного распределения для компьютеров.

### **3. ПРИМЕНЕНИЕ КОНТРРЕЛЬСОВ-ПРОТЕКТОРОВ НА СТРЕЛОЧНЫХ ПЕРЕВОДАХ**

Контррельсы-протекторы устанавливаются на стрелочных переводах перед остяками в зоне переднего вылета рамного рельса. Они предназначены для улучшения условий движения по стрелкам стрелочных переводов и уменьшения износа остяков и рамных рельсов на стрелочных переводах, основное движение по которым осуществляется на ответвление в противоположном направлении.

Контррельсы-протекторы целесообразно также устанавливать на симметричных стрелочных переводах подгорочных парков на направлениях преимущественного движения.

Конструкция контррельсов-протекторов и их узлов крепления к брускам такая же, как и у контррельсов крестовинных узлов. Размеры желобов контррельсов-протекторов, допускаяемый износ контррельсов должны определяться по тем же методикам, как и для контррельсов крестовинных узлов.

Наиболее целесообразная длина направляющей части контррельса-протектора - на 10 % больше расстояния между осями колесных пар тележки наиболее массового подвижного состава. На практике длина направляющей части контррельса-протектора ограничивается возможностями его размещения в пути. Чаще всего контррельсы-протекторы имеют длину, позволяющую разместить их в переднем вылете рамного рельса стрелочного перевода. В этом случае эффект их применения снижается, однако целесообразность применения контррельсов-протекторов сохраняется.

Эффективность применения контррельсов-протекторов заключается в увеличении сроков службы комплекта "рамный рельс - криволинейный остяк" по наработке на допускаяемый износ от 3 до 8 раз.

Недостатком применения контррельсов-протекторов является возможная необходимость ограничения скоростей движения по прямому направлению стрелочного перевода из-за больших углов набегания колес на отогнутую часть контррельса (ограничения по динамико-кинематическим критериям). В первую очередь это относится к укороченным контррельсам-протекторам, у которых угол отгиба контррельса  $\gamma_{KI}$  может значительно превышать аналогичные углы отводов контррельсов крестовинных узлов.

**Информационный материал к Памятке О+Р753****СОДЕРЖАНИЕ**

- 1 Пример применения методов анализа сочетаний размеров колесных пар и элементов стрелочных переводов для определения размеров желобов контррельсовых узлов .....2
- 2 Расчет допускаемого износа контррельса не связанного с ходовым рельсом по условиям выполнения динамико-кинематических требований .....13
- 3 Расчет допускаемого износа контррельса не связанного с ходовым рельсом по условиям прочности .....15
- 4 Пример применения контррельса-протектора .....17

**1. Пример применения методов анализа сочетаний размеров колесных пар и элементов стрелочных переводов для определения размеров желобов контррельсовых узлов**

(расчеты ВНИИЖТ для российских железных дорог)

Простейший метод - метод предельных сочетаний, состоит в расчете наиболее неблагоприятных сочетаний размеров колесных пар и колеи с учетом допусков, принятых на эти размеры. При таких расчетах в отечественных методиках учитывают дополнительное упругое уширение колеи  $S^y$  и уменьшение расстояния между внутренними гранями гребней у груженых вагонов  $Q^y$  под нагрузкой. Для предельных случаев имеем:

$$\left\{ \begin{array}{l} D_{k \max} = D_{y \max} = [D]_{\max} \\ D_{k \min} = D_{y \min} = [D]_{\min} \\ S_{\max} = [S]_{\max} + S^y; \quad S_{\min} = [S]_{\min} \\ Q_{\max} = [Q]_{\max}; \quad Q_{\min} = [Q]_{\min} - Q^y \\ \delta_{\max} = S_{\max} - (Q_{\min} + 2[D]_{\min}); \quad \delta_{\min} = 0 \end{array} \right. \quad (1.1)$$

где [ ] - означает допустимое значение.

Исходя из этих предпосылок ограничения размеров узла, можно получить, подставив соотношения (1.1) в неравенства, обратные неравенствам (1), (3) - (7). После несложных преобразований получим:

$$\left\{ \begin{array}{l} (e_z)_{\min} = (e_{ko})_{\min} = (e_{yo})_{\min} \geq ([S]_{\max} + S^y) - ([Q]_{\min} - Q^y) - [D]_{\min} \\ E_{\max} \leq Q_{\min} - Q^y \\ T_{\min} \geq [Q]_{\max} + [D]_{\max} \\ (e_k + e_y)_{\max} \geq [S]_{\max} - [Q]_{\min} + Q^y \end{array} \right. \quad (1.2)$$

Неравенства (1.2) позволяют получить необходимые размеры желобов контррельса и всего крестовинного узла. Этот метод на дорогах различных стран является в настоящее время основным.

При простоте и наглядности данного метода, в нем имеются противоречия, делающие расчеты, выполняемые с его помощью, условными.

В действительности, система требований (1.1) несовместна. Как показывают массовые обмеры колесных пар, выполненные лабораторией "Стрелочное хозяйство" ВНИИЖТ в 1974 г., в 1984 г. и 2000 г. между толщинами гребней колес одной колесной пары существует корреляционная связь с высоким уровнем значимости и большим по модулю отрицательным коэффициентом корреляции от (-0,89) до (-0,92). Это свидетельствует о том, что случай, когда на одной колесной паре оба гребня имеют одновременно минимальную толщину, практически невозможен.

Кроме этого результаты экспериментов показывают, что величина упругой деформации колеи в пределах крестовинного узла зависит от статической ширины колеи, причем могут наблюдаться не только деформации уширения, но и деформации сужения колеи.

Существенным фактором, нарушающим соотношения (1.1), является то, что в практике эксплуатации размеры колеи и колесных пар в действительности могут выходить за пределы полей, устанавливаемых допусками на них. Таким образом, применение этого метода, с одной стороны, не гарантирует надежного обеспечения безопасности движения по крестовинным узлам при практической

эксплуатационной работе, а, с другой стороны, предъявляет необоснованно жесткие требования к самой конструкции узла.

Для устранения противоречий метода предельных сочетаний был предложен **метод вероятностных композиций**. Сущность метода заключается в том, что величины, входящие в соотношения (1) - (8), рассматриваются, как непрерывные случайные величины с известными распределениями. Эти распределения получают путем прямых массовых обмеров и экспериментов. Сами соотношения (1)-(8) рассматриваются, как композиции непрерывных случайных величин. Предельные соотношения оцениваются по значениям, имеющим вероятность нарушения соотношений не более одного раза за задаваемый период (срок службы стрелочного перевода).

Исследование прохождения колесных пар по крестовинному узлу по этому методу базируется на анализе вероятностных распределений суммарного зазора колесной пары в колее и односторонних зазоров колес  $\delta_k$  и  $\delta_y$ . Для получения распределений этих величин вначале, по известной формуле преобразования случайных величин, вычисляется композиция распределений ширины колеи и ее упругих деформаций:

$$\varphi_{Sp}(S_p) = \int_{S_{\min}}^{S_{\max}} \varphi_S(S) * \varphi_{Sy}(S_p - S) dS, \quad (1.3)$$

где:  $Sp$  - ширина колеи с учетом ее упругих деформаций от воздействия подвижного состава;

$\varphi Sp$ ,  $\varphi S$ ,  $\varphi Sy$  - соответственно плотности вероятности распределений  $Sp$ ,  $S$ ,  $Sy$ .

Затем по аналогичным формулам вычисляются вероятностные распределения композиции размеров, определяющих распределение плотности вероятности суммарных размеров колесной пары.

$$K = Q * Q^y * (D_1 + D_2), \quad (1.4)$$

где  $K$  - суммарный размер толщин гребней и расстояния по низу колесной пары в колее с учетом упругих деформаций.

Распределение плотности вероятности суммарного зазора получается, как композиция:

$$(\delta_k + \delta_y) = S_p * (-K) \quad (1.5)$$

Распределение плотности вероятности одностороннего зазора  $\varphi_\delta(\delta_k)$  и  $\varphi_\delta(\delta_y)$  при известном значении суммарного зазора принимается равномерным, исходя из равновозможности положений колес при входе на стрелочный перевод.

Получив распределение одностороннего зазора, рассчитывают вероятности явлений, определяемых соотношениями (1)-(8). При этом, исходя из одинаковости условий движения обоих колес на входе крестовины распределения  $\varphi_\delta(\delta_k)$  и  $\varphi_\delta(\delta_y)$  принимаются одинаковыми, симметрично расположенными относительно оси колеи.

Композиция распределений  $\varphi_\delta(\delta_{k,y})$  и  $\varphi_D(D)$  дает распределение положений тыльной части гребней колес в колее. Используя это распределение и соотношение (1) получают вероятность ударов колес в улавливающую часть контррельса:

$$P_{pk} = \sum_{\delta_{\max}}^{e_{ko}} \varphi(\delta_{k,y} * D) \Delta \delta \quad (1.6)$$

Затем, имея в виду, что забег колеса на отогнутую часть контррельса определяется, как случай, когда  $(\delta_k + D) - e_k \geq 0$ , рассчитывают вероятность набеганий колес на отогнутую часть контррельса, как вероятность положительных значений композиций распределений  $\varphi_\delta(\delta_{k,y} * D)$  и  $\varphi_\delta(\delta_y)$ .

Аналогично (1.6), путем композиций соответствующих распределений находят вероятности всех явлений, определяемых соотношениями (1) - (8). При этом распределение  $\delta_{yn}$  зазоров колес в желобе прямой части контррельса принимается симметричным относительно оси желоба.

Преимущества метода вероятностных композиций перед методом предельных сочетаний имеют принципиальный характер. Метод, используя фактические распределения величин, входящих в соотношения (1)-(8), позволяет давать оценку безопасности движения с позиции повторяемости различных неблагоприятных явлений и устраняет предпосылки избыточных требований к размерам колеи и желобов крестовинных узлов.

Достоинством метода вероятностных композиций является то, что помимо решения собственно вопроса о предельных безопасных размерах колеи и желобов, он дает возможность определять повторяемость воздействий на контррельсы в наиболее нагруженных сечениях и повторяемость траекторий движения колес по крестовине, что непосредственно может быть использовано при оценке долговечности и проектировании этих элементов.

Методика, основанная на методе вероятностных композиций, была успешно применена при разработке геометрии стрелочных переводов колеи 1520 мм. Однако при этом был отмечен ряд несоответствий практики эксплуатации некоторым полученным из расчета результатам. В частности, были получены довольно высокие вероятности ударов колес в усовик крестовины до горла (более 5 колес из тысячи) и набегания на острие сердечника крестовины (около 6 колес из тысячи). Этих явлений в эксплуатации практически не наблюдается.

Несоответствия расчетных вероятностей эксплуатационным данным возникают из-за принятых в методе вероятностных композиций условностей и допущений. Как уже отмечалось, определяющим положением метода вероятностных композиций является то, что эффекты прохождения колесных пар по стрелочному переводу рассчитываются на основе функций распределений плотности вероятности основных размеров колесных пар, стрелочных переводов и их взаимных сочетаний. Причем, сочетания размеров на стрелочных переводах берутся по совокупности всех переводов, а предельные значения вероятностей неблагоприятных явлений по наработке конкретного элемента. На самом деле изменение размеров на одном переводе в течение срока службы не совпадает с распределением размеров на всех стрелочных переводах в конкретный момент времени. В результате, методика работает при анализе условий прохождения "всех" колесных пар по "всем" стрелочным переводам, но не дает возможность рассмотреть прохождение "всех" колесных пар по переводу с конкретно заданными размерами.

Другим допущением принятым в методе вероятностных композиций, является симметричное расположение распределений одностороннего зазора

относительно ходового рельса и усовика при входе на крестовину и аналогичное у односторонних зазоров в желобе прямой части контррельса. Такое допущение равносильно независимости положений колес одной колесной пары в колее.

Это приводит к тому, что при расчетах средних (среднесетевых) состояний методика дает приемлемую точность. Она может быть успешно использована при назначении номинальных размеров, однако она может давать значительные погрешности при расчетах допустимых величин предельных отклонений.

Еще одним упрощением, используемым в методике и серьезно влияющим на результаты расчетов, является независимый расчет вероятностей набеганий на элемент узла в пределах каждого участка (раструб, отогнутая часть и т.д.). Это не дает возможность учесть имеющиеся корреляционные связи между положением колеса, набегающего на элементы, и упругими деформациями этого элемента.

Уйти от необходимости использования допущений метода вероятностных композиций можно, если, сохранив идею о вероятностном подходе к рассмотрению движения колесной пары по стрелочному переводу, перейти от прямого составления композиций, к расчету с использованием условных вероятностей событий. Такой подход - **метод условных вероятностей**, дает возможность провести расчет вероятностей явлений для конкретных сочетаний размеров колеи и желобов.

Расчетный аппарат подхода, использующего условные вероятности событий, вместо формул (11)-(14), на которых основан метод вероятностных композиций, должен использовать формулы полной вероятности

$$\varphi(X_1; X_2) = \varphi_1(X_1) \cdot \varphi_{2|1}(X_2|X_1) \quad (1.7)$$

где:  $X_1$  и  $X_2$  -рассматриваемые события;

$\varphi_1$  и  $\varphi_2$  - плотности распределения вероятностей этих событий;

$\varphi$  - плотность распределения одновременного события  $X_1$  и  $X_2$ ;

$\varphi_{1|2}$  и  $\varphi_{2|1}$  - условные вероятности события  $X_1$  при условии, что произошло событие  $X_2$  и наоборот.



Этот подход был использован в настоящей работе. Также, как и в методе вероятностных композиций, основным исходным данным расчета является положение колеса в колее на входе в узел, которое определяется зазором между колесом и рельсовым элементом узла.

При расчете, выполняемом для крестовинного узла с конкретно заданными размерами, распределение суммарного зазора колесной пары в колее ( $\delta_{max}$ ) может быть получено следующим образом:

$$P\{\delta_{max}\} = P\{[S + S^y(S)] - [(Q - Q^y) + D_k + D_y]\} \quad , \quad (1.8)$$

где буквой  $P$  обозначена соответствующая вероятность события. Распределение комплекса размеров, относящихся к пути, можно получить, используя экспериментальную зависимость упругих деформаций колеи от ее размера, полученную путем прямых испытаний:

$$\varphi_{\Sigma}(S_{\Sigma}) = \varphi_{(S+S^y)}[(S + S^y(S)) | S] = \varphi_{S^y}(S_{\Sigma} - S) \quad , \quad (1.9)$$

где  $S_{\Sigma}$  - ширина колеи с учетом упругих деформаций, соответствующих данной статической ширине колеи.

Распределение комплекса размеров, относящегося к колесным парам, целесообразно взять непосредственно исходя из результатов обмеров.

В пределах зазора  $\delta_{max}$  возможны различные положения колесной пары. Вероятность их определяется формой волны виляния и моментом входа колесной пары на крестовинный узел.

Принятое в методе вероятностных композиций допущение о равновозможном положении колес в пределах  $\delta_{max}$ , которое задается формулой (1.5) справедливо только при "пилообразной" форме волны виляния, чего в эксплуатации не наблюдается. В действительности в прямых участках пути виляние экипажей близко к синусоидальному. Путем несложных выкладок можно получить, что при синусоидальной форме волны виляния плотность вероятности зазора  $\delta$  может быть определена по формуле:

$$\varphi(\delta|\delta_{\max}) = \frac{2}{\pi \cdot \delta_{\max}} \cdot \frac{1}{\sqrt{(\delta_{\max} - \delta) \cdot \delta}} \quad (1.10)$$

По полученным распределениям  $\delta_{\max}$  могут быть проведены расчеты распределения положений колеса относительно рельса с использованием условных вероятностей:

$$p\{\delta, \delta_{\max}\} = p\{\delta_{\max}\} \cdot p\{\delta|\delta_{\max}\} \quad (1.11)$$

$$P_{\delta} = \int_{\delta_{\max}} p\{\delta, \delta_{\max}\} d\delta_{\max}$$

Расчеты должны быть проведены для каждого конкретного значения ширины колеи с учетом упругих деформаций.

Композиция между распределением рассмотренных зазоров и распределением толщины гребня колес дает распределение величины расстояния между боковой рабочей гранью рельса и нерабочей гранью колеса  $\delta_D$ :

$$\varphi_{\delta_D}(\delta_D) = \int_{\delta_D} \varphi_{\delta}(\delta) \cdot \varphi_D(\delta_D - \delta) d\delta \quad (1.12)$$

Из этого распределения, подсчитав его плотности и произведя интегрирование, в пределах конкретных размеров желобов контррельсов, можно определить вероятности ударов колес в улавливающую часть контррельсов и набеганий на его отогнутую часть для каждого конкретного размера желобов контррельса в соответствующей его части при конкретно заданной ширине колеи:

$$P_{pk} = \int_{\delta_{D \max}}^{eko} \varphi(\delta_D) d\delta_D ; \quad P_{ok} = \int_{eko}^{ek} \varphi(\delta_D) d\delta_D \quad (1.13)$$

где  $P_{pk}$ ,  $P_{ok}$  - соответственно вероятности набегания колес на улавливающую часть и отогнутую часть контррельса.

Положения колеса в желобе прямой части контррельса определяется для конкретных значений желобов как результат преобразования распределений, "оттягивающим" действием контррельса. При этом нужно учесть связь между положением колеса относительно контррельса и упругой деформацией контррельса.

До касания контррельса вероятности положения тыльной части гребня колеса имеет распределение  $P(\delta_D)$ . Для тех колес, для которых  $\delta_D \leq e_k$  распределение зазора между ходовым рельсом и тыльной частью гребня после входа в прямую часть контррельса останется неизменным, так как с контррельсом они контактировать не будут.

$$P\{\delta_k^n\} = P\{\delta_D\}, \quad \delta_D \leq e_k \quad (1.14)$$

Колеса, для которых  $\delta_D > e_k$  будут контактировать с контррельсом вызывая упругую деформацию контррельса  $e_{ку}$ . Положение колеса в прямой части контррельса будет определяться величиной этой упругой деформации.

Если воспользоваться полученными из эксперимента статистическими распределениями упругих отжатий контррельса при различной величине забега колес на отогнутую часть, то для колес с  $\delta_D > e_k$  будем иметь:

$$P\{\delta_k^n\} = \int_{(\delta_D - e_k)} P\{\delta_D\} \cdot P\{e_k^y | (\delta_D - e_k)\} d\delta_D \quad (1.15)$$

Таким образом, окончательно получим, переходя к плотностям вероятности:

$$\left\{ \begin{array}{l} \varphi_{\delta_D}(\delta_D), \quad \delta_D \leq e_k \\ \varphi_{\delta_k^n}(\delta_k^n) = \int_{(\delta_D - e_k)} \varphi_{\delta_D}(\delta_D) \cdot \varphi_{e_k^y | z}(\delta_D - e_k) d\delta_D, \quad \delta_D > e_k \end{array} \right. \quad (1.16)$$

где:  $\varphi_{e_{ку}|z}$  - плотность вероятности упругой деформации контррельса  $e_{ку}$  при забеге колеса на отогнутую часть.

Затем, аналогичным образом строятся композиции зазора между ходовым рельсом и гребнем колеса в желобе контррельса и параметра (насадка плюс сумма гребней колесной пары), а также свертки распределений для расчета вероятностей различных явлений в определенных пределах изменения размеров желобов и ширины колеи, а также для условий на сети производятся с учетом условных вероятностей по фактическим распределениям размеров крестовинного узла.

Метод условных вероятностей является наиболее точным методом определения допустимых размеров колеи и желобов на стрелочных переводах. Этот

метод использован в настоящей работе для получения допусков содержания контррельсовых узлов. Результаты включены в инструкцию по текущему содержанию пути железных дорог России.

Для решения поставленной задачи обмеры стрелочных переводов производились на главных и приемо-отправочных путях. Распределение комплекса размеров, относящихся к колесным парам, для расчетов взято из результатов обмеров, выполненных лабораторией "Стрелочное хозяйство" ОАО «ВНИИЖТ» на Московской железной дороге. Расчеты выполнялись для каждого из возможных в эксплуатации сочетаний размеров колеи и желоба контррельса.

Анализ геометрических размеров на уровне контактов колес с контррельсом показывает, что набегание колеса на контррельс под углом улавливающей части возможно лишь при забегах более 3 мм. При забегах менее 3 мм, набегание колес на контррельс происходит не в улавливающую часть, а в месте начала отогнутой части контррельса под значительно меньшими углами и вызывает меньшие нарушения плавности хода, так как в значительной степени компенсируется упругими деформациями контррельсов.

В таблице 1 даны результаты вероятностного расчета числа набеганий колес на улавливающую часть контррельсов.

Таблица 1 – Число ударов тыльной части гребней колес в улавливающую часть контррельсов

Ширина колеи, мм	1516		1520			1523			1524		
Желоб контррельса в конце отгиба, мм	61-67	61	63- 67	61	63	65	67	61	63	65	67
Число ударов* в переходную часть	0	2	0	34	3	0	0	790	14	0	0
Число ударов* непосредственно в улавливающую	0	0	0	0,7	0	0	0	7	0	0	0

\* - число ударов рассчитано, исходя из  $21,4 \cdot 10^6$  проходов колес, что соответствует сроку службы стрелочного перевода 300 млн. т брутто и средней осевой нагрузке 140 кН.

Из вероятностного расчета видно, что такие забеги могут возникать лишь при значительных нарушениях размеров колеи. Например, если считать, что желоб контррельса в начале отгиба минимальный нормируемый – 62 мм, а ширина колеи составляет 1524 мм, то за весь срок службы перевода с таким сочетанием размеров произойдет всего 8 ударов колес в улавливающую часть контррельса, а при колее 1523 мм таких ударов будет не более одного.

По условию недопущения ударов колес в контррельс под углом улавливающей части, целесообразно установить нижний предел допуска на желоб контррельса у начала отогнутой части 62 мм, наибольшая ширина колеи может быть допущена 1523 мм.

Удары (набегания) колес в отогнутую часть контррельса происходят под значительно меньшими углами, чем в улавливающую часть контррельса и могут быть допущены. Вероятностный расчет показывает, что в целом около 30% колес при проходе по крестовинному узлу взаимодействуют с контррельсами. Однако, в зависимости от конкретных сочетаний геометрических размеров, этот процент может изменяться от 16% до 58% и даже более.

Расчеты вероятности набегания колес на отогнутую часть контррельса, часть которых приведена в таблице 2, и результаты проведенных испытаний показывают, что условия выполняются при ширине колеи 1523 мм и менее и норме минусового допуска содержания (44-2) мм желобов прямой части контррельсов.

Таблица 2 - Вероятности набегания колес на отогнутую часть контррельсов

Ширина колеи, мм	1520				1523				1528			
	Желоб в прямой части контррельса, мм	42	44	46	48	42	44	46	48	42	44	46
Вероятности набеганий	0,2	0,1	0,0	0,0	0,0	0,2	0,1	0,0	0,5	0,4	0,4	0,3

**2. Расчет допускаемого износа контррельса не связанного с ходовым  
рельсом по условиям выполнения динамико-кинематических  
требований**

(расчеты ВНИИЖТ для российских железных дорог)

В таблице 3 приведены результаты расчетов эффекта удара при набегании колес на контррельс для стрелочных переводов типа Р65 наиболее распространенных марок, с различным износом контррельсов из спецпрофиля СП.

При проведении расчетов принималось, что размеры желобов на изношенном контррельсе отрегулированы до величин, соответствующих действующим нормам содержания стрелочных переводов.

Таблица 3 - Величины "эффекта удара" при набегании колес на контррельс для стрелочных переводов типа Р65, с различным износом контррельсов из спецпрофиля СП.

Марка крестовины	Конструкционная скорость, км/ч	Износ контррельса, мм								
		0	2	4	6	8	10	12	14	16
1/11	140(прям)	0,53	0,57	0,63	0,68	0,74	0,79	0,84	0,90	0,96
	50(бок)	0,19	0,21	0,23	0,25	0,27	0,29	0,30	0,32	0,34
1/9	100(прям)	0,57	0,63	0,69	0,75	0,80	0,86	0,92	0,98	1,03
	40(бок)	0,23	0,25	0,28	0,30	0,32	0,35	0,37	0,39	0,41

Практикой проектирования крестовинных узлов стрелочных переводов, использовавшейся в СССР, а затем в России, величина "эффекта удара" при набегании колес на элементы контррельса ограничивалась величиной  $W = (0,4-0,6)$  м/сек, при номинальных размерах. При размерах, соответствующих предельным неблагоприятным сочетаниям, эта величина составляет  $W=0,8$  м/сек. Регулировка желобов прокладками на контррельсовых узлах с контррельсами из спецпрофиля СП аналогична образованию таких сочетаний, поэтому величиной, ограничивающей предельное значение "эффекта удара", следует считать  $W=0,8$  м/сек.

Анализ данных таблицы 3 показывает, что по условиям неперевышения "эффекта удара" в отогнутую часть контррельса наибольшие величины износа контррельсов прямого пути из спецпрофилей СП не должны превышать 10 мм для стрелочных переводов марки 1/11 и 8 мм для стрелочных переводов марки 1/9. Дополнительно следует учесть, что реализуются такие условия набегания при забегах колес на улавливающую часть более 3 мм (см. рисунок 1.3).

Таким образом, по критерию "эффекта удара" предельным износом контррельсов из спецпрофиля СП для прямого пути стрелочных переводов следует считать 13 мм для стрелочных переводов марки 1/11 и 11 мм для стрелочных переводов марки 1/9.

Износ контррельсов бокового пути стрелочного перевода по данному критерию не лимитируется.

### **3. Расчет допускаемого износа контррельса не связанного с ходовым рельсом по условиям прочности** (расчеты ВНИИЖТ для российских железных дорог)

При решении вопроса о допустимом износе контррельса необходимо исходить из необходимости обеспечения требований прочности не только для нового, но и для изношенного контррельса. Для исследования напряженно-деформированного состояния контррельсов использован экспериментально-расчетный метод.

Первый этап работы - динамико-прочностные испытания был выполнен на Экспериментальном кольце ВНИИЖТ. Напряжения в контррельсах фиксировались с помощью системы тензорезисторов, а там, где это требуется, трехэлементными розетками тензорезисторов. По результатам испытаний получены данные по величинам напряжений в контррельсах из спецпрофиля СП-850 не связанного с ходовым рельсом.

Максимальные главные нормальные напряжения в контррельсах из спецпрофиля СП-850 возникают на верхней боковой кромке контррельсов в начале отгиба и достигают 280 МПа.

На основании полученных в испытаниях данных построена конечно-элементная модель, пригодная для реализации на вычислительных средствах ВНИИЖТ и выполнена проверка адекватности результатов расчета на модели данным, полученным в динамико-прочностных испытаниях.

На модели проведены расчеты напряжений в наиболее нагруженных точках контррельсов с различным износом.

Для расчетов была взята модель половины контррельса, представляющая собой 4-х пролетную статически неопределимую неразрезную балку с консолью на левом конце, опирающуюся на 5 опор. Расчеты проведены для предельных величин боковых сил  $P = 150$  кН.



Таблица 4 - Наибольшие величины напряжений в пролетах между опорами  
контррельса СП-850, МПа

Наибольшие напряжения, МПа, СП-850	Номера пролетов			
	0-1	1-2	2-3	3-4
	265	252	163	56

Как видно из таблицы 4 наибольшие напряжения для спецпрофиля СП-850 достигают максимальной величины в 265 МПа, что ниже значений допускаемых напряжений в контррельсе с учетом условий его работы  $[\sigma] = 330$  МПа.

В процессе износа изменяется сечение контррельса за счет удаления металла со стороны его рабочей грани. Изменяя соответствующим образом геометрию сечения модели и проводя повторные расчеты получим данные для контррельсов с различным износом, приведенные в таблице 5.

Таблица 5 - Изменение наибольших напряжений в контррельсе из спецпрофиля в процессе износа

Характеристика напряженного состояния	Износ контррельса, мм								
	0	2	4	6	8	10	12	14	16
Увеличение напряжений в наиболее нагруженной точке контррельса, раз	1,00	1,02	1,04	1,08	1,11	1,14	1,20	1,25	1,30

Если исходить из установленного допускаемого значения напряжений в контррельсе 330 МПа, то наибольший допустимый коэффициент повышения напряжений составляет  $330 : 265 = 1,25$  раз. Следовательно по параметру прочности наибольший допустимый износ контррельсов из спецпрофиля СП 850 составляет 14 мм.

#### 4. Пример применения контррельса-протектора (Стрелочный перевод на станции Москва Смоленская)

На станции Москва Смоленская Московской железной дороги в горловине, по которой электропоезда заходят на перронные пути, наблюдался интенсивный износ острьков и рамных рельсов на стрелочных переводах типа Р65, марки 1/11, интенсивно работающих на боковое направление.



Рисунок 4.1 - Состояние переднего стыка рамного рельса до установки контррельса-протектора



Рисунок 4.2 - Интенсивный износ остняка

Для снижения интенсивности износа острияков и рамных рельсов на стрелочном переводе был установлен контррельс-протектор в переднем вылете рамного рельса.

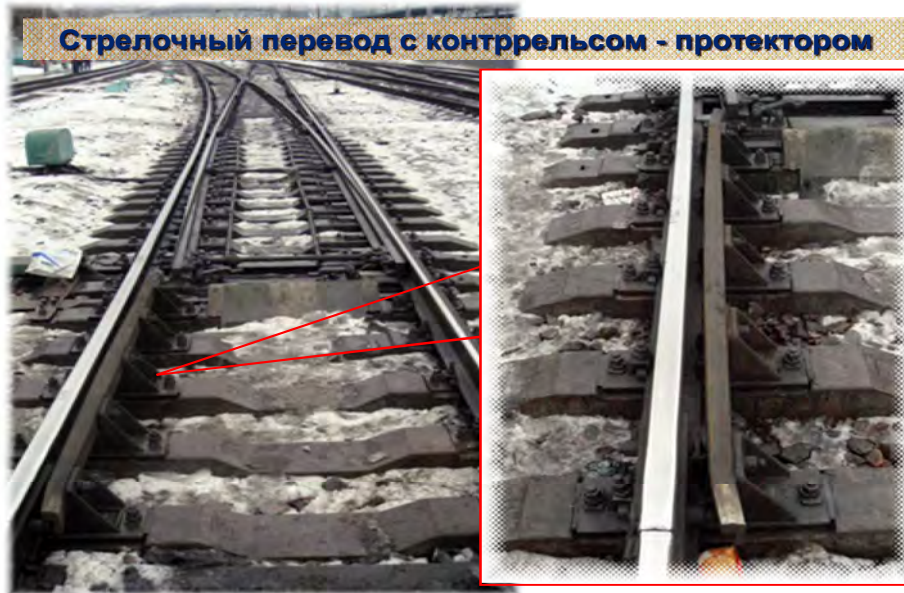


Рисунок 4.3 - Установка контррельса-протектора

После установки контррельса-протектора интенсивность износа острияка и рамного рельса резко снизилась.

Эффект от применения контррельса-протектора характеризуется тем, что замена рамных рельсов с острияками на стрелочном переводе производится в настоящее время в 6 раз реже, чем до установки контррельса-протектора.

При этом сам контррельс-протектор работает весьма интенсивно, что можно видеть на рисунке 4.4.

Регулировка желобов на контррельсе-протекторе производится с помощью специальных металлических прокладок, входящих в комплект запасных частей (см. рисунок 4.5).

