

УДК 622. 62: 625.151.3: 625.14

В.В. Говоруха, канд. техн. наук, ст. науч. сотр.
(ИГТМ НАН Украины)

**ИССЛЕДОВАНИЯ НАГРУЖЕННОСТИ И НАПРЯЖЕННОГО
СОСТОЯНИЯ СТРЕЛОЧНЫХ ПЕРЕВОДОВ И СЪЕЗДОВ
ГОРНОГО ТРАНСПОРТА**

В.В. Говоруха, канд. техн. наук, ст. науч. співроб.
(ИГТМ НАН Украины)

**ДОСЛІДЖЕННЯ НАВАНТАЖЕНОСТІ І НАПРУЖЕНОГО СТАНУ
СТРІЛОЧНИХ ПЕРЕВОДІВ ТА З'ЇЗДІВ
ГІРНИЧОГО ТРАНСПОРТУ**

V.V. Govorukha, Ph.D (Tech.), Senior Researcher
(IGTM NAS of Ukraine)

**RESEARCH OF LOAD CAPACITY AND STRESS STATE OF POINT
SWITCHES AND RAMPS OF MINE TRANSPORT**

Аннотация. Проведены экспериментально-теоретические исследования нагруженности и напряженного состояния составных частей стрелочных переводов и съездов горного транспорта. Цель исследований – определение влияния нагрузок от подвижного состава на напряжения в элементах конструкции стрелочных переводов и съездов. Представлен экспериментально-расчетный метод исследования нагруженности и напряженного состояния стрелочных переводов и съездов от воздействия подвижного состава. Расчетные формулы основаны на базе экспериментальных исследований в шахтных условиях, где установлены фактические нагрузки от воздействия подвижного состава, а также нагрузки и напряжения в отдельных элементах конструкции. Скорость движения поездов, нагрузки и напряжения определялись с использованием тензометрической аппаратуры, включая силомерные подрельсовые подкладки и тензодатчики напряжений. Результаты экспериментальных исследований обработаны методами математической статистики с учетом многомерного распределения Пуассона и стандартизованной величины нормальных отклонений. Экспериментально-теоретические исследования позволили определить значения коэффициентов динамичности воздействия опытного подвижного состава на стрелочные переводы и съезды, напряжения в элементах конструкции, а также определить их зависимости от величины скоростей движения отдельных подвижных единиц поезда. Результаты проведенных исследований использованы для разработки исходных технических требований на создание стрелочной продукции горных предприятий.

Ключевые слова: стрелочные переводы и съезды, горный транспорт, нагруженность, напряжения.

Введение. Прочность и несущая способность стрелочных переводов и съездов определяет реализацию возможностей подвижного состава и технических характеристик локомотивов и вагонов.

Повышению технического уровня и совершенствованию конструкции стрелочной продукции предшествует разработка методов расчета нагруженности от

подвижного состава и установление напряженного состояния составных частей и элементов переводов и съездов.

Отсутствие таких методов расчета для анализа величины внешних нагрузок и формирования напряженного состояния определяет их необходимость при создании современных конструкций стрелочных переводов и съездов.

В известных работах Е.Е. Новикова, Б.А. Кузнецова, П.П. Ладутинной, А.Н. Выскребца, С.О. Федоряченка, В.В. Процива, В.В. Мишина, П.М. Деркача, С.Ф. Шибалова, П.С. Шахтаря, А.К. Были, Е.Ф. Земляного и др. представлены некоторые теоретические исследования нагруженности ходовой части шахтных локомотивов и вагонов с использованием упрощенных расчетных схем подвижных единиц и рельсового пути. При этом рассматривалась ходовая часть вагонов с жесткой насадкой колес на оси колесных пар, в то время как все колеса шахтных вагонов имеют свободное вращение колес относительно осей колесных пар (подшипниковые узлы).

В известных теоретических работах для определения динамических нагрузок учтены вертикальные неровности, а поперечные неровности не учитывались, как в прямолинейных, так и в криволинейных участках. Вместе с этим теоретические исследования взаимодействия подвижных единиц с шахтными стрелочными переводами и съездами не выполнялись. Не производились также натурные экспериментальные исследования нагруженности и напряженно-деформированного состояния шахтных стрелочных переводов и съездов в шахтных условиях от действия подвижного состава при различных скоростях движения.

Высокие нагрузки от подвижного состава способствуют интенсивному разрушению элементов на стрелочной продукции, снижению их срока службы до 1–3 лет вместо 6–7 лет, увеличению расходов на реконструкцию, замену, текущее содержание и ремонт, повышению травматизма на шахтном рельсовом транспорте [1–4]. Приведенная информация подтверждает актуальность представленных в работе исследований.

Целью работы является исследование влияния нагрузок от подвижного состава на напряжения в элементах стрелочной продукции. Задача исследований состоит в определении нагруженности и напряженного состояния элементов шахтных стрелочных переводов и съездов.

Основная часть исследований. Наиболее существенное влияние на формирование силового и напряженно-деформированного состояния элементов стрелочных переводов и съездов оказывают нагрузки от ходовой части локомотивов и вагонов; параметры и характеристики острияков, крестовин, контррельсов, рамных рельсов, подкладок, лафетов, стыковых и корневых мостиков и других деталей; способы и условия крепления узлов и частей с примыкающими элементами и основанием; несущая способность всех деталей и узлов их крепления, а также брусьев, балласта, основания или почвы выработки и др.

Для установления влияния нагрузок от действия подвижного состава на элементы конструкции стрелочных переводов и съездов Институтом геотехнической механики НАН Украины проведены в период 1986–1990 гг. комплексные экспериментальные тензометрические исследования взаимодействия опыт-

ного подвижного состава (локомотивы и вагоны) и опытных стрелочных переводов типа ПО 933-1/5-20 на шахтах «Украина» и «Россия» Донецкого угольного бассейна, шахте №3 «Великомостовская» Западно-Волынского угольного бассейна, а также опытных стрелочных переводов типа ПО 743-1/5-20 на шахтах «Им. Артема» и «Октябрьская» Криворожского рудного бассейна [5].

Примеры графиков зависимостей величин вертикальных и поперечных нагрузок на элементы стрелочных переводов типа ПО 933-1/5-20 от скорости движения опытного подвижного состава в шахтных условиях показаны на рис. 1.

В основу определения нагрузок положен экспериментально-расчетный метод. Нагрузки, действующие от ходовой части подвижного состава на элементы стрелочных переводов и съездов, обобщены посредством коэффициентов динамики и динамических добавок к статическим нагрузкам для соответствующего подвижного состава и расчетных элементов переводов и съездов.

Коэффициенты динамических добавок представлены отношением дополнительной динамической нагрузки при взаимодействии подвижного состава и стрелочных переводов к статической нагрузке в состоянии покоя. При этом расчетные вертикальные нагрузки $P_{\text{расч}}^{\text{верт}}$, передаваемые от колес подвижных единиц на элементы переводов с учетом динамической добавки и неравномерности распределения нагрузок между колесами, определяются из выражения

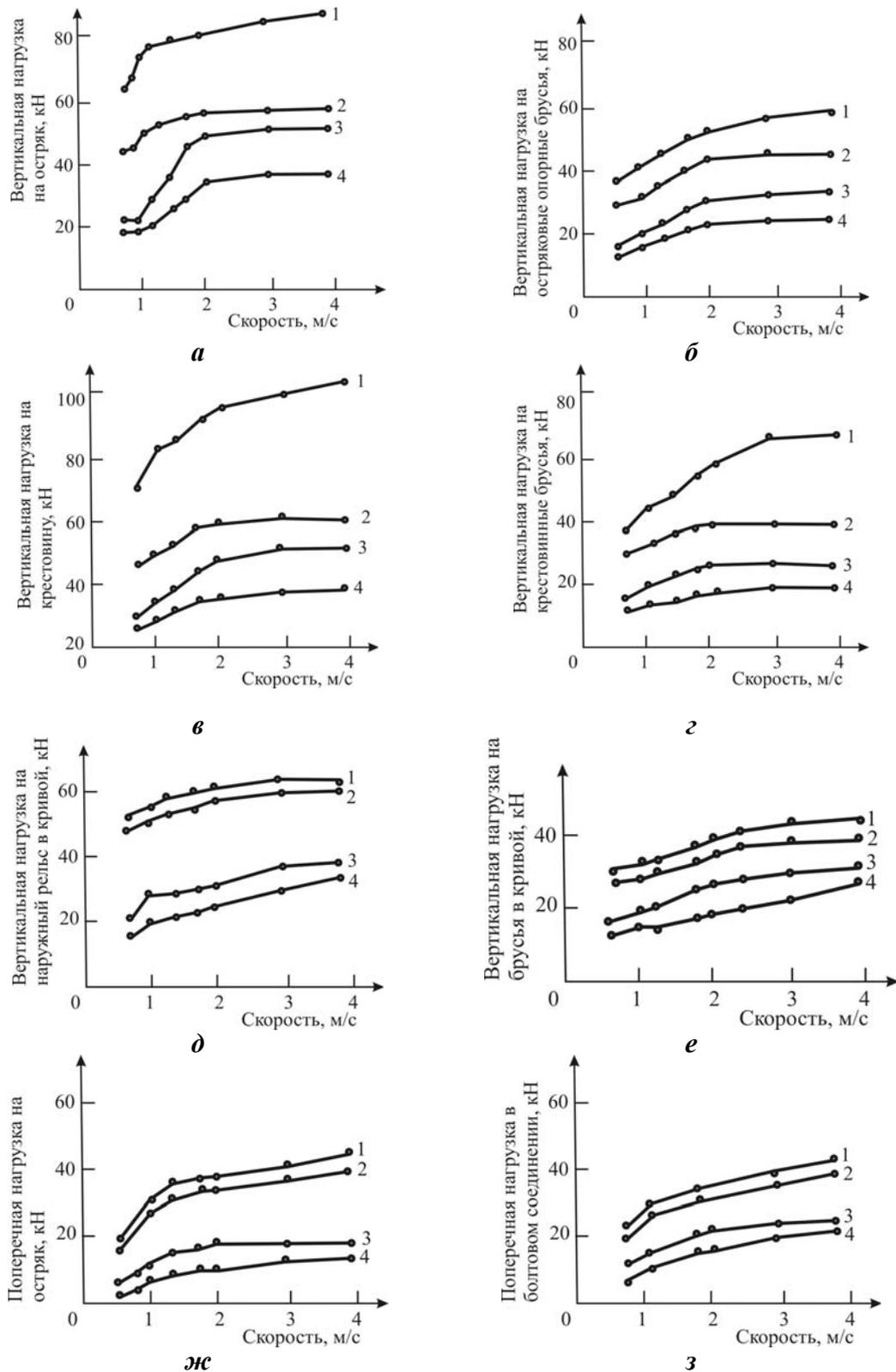
$$P_{\text{расч}}^{\text{верт}} = P_{\text{ст}}^{\text{верт}} k_{\text{нер}}^{\text{р}} (1 + k_{\text{дин}}^{\text{верт}}), \quad (1)$$

где $P_{\text{ст}}^{\text{верт}}$ – статическая вертикальная нагрузка от колеса на элементы верхнего строения, Н; $k_{\text{нер}}^{\text{р}}$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузок между колесами подвижной единицы, принимаемый равным 1,1–1,3 – для обрессоренных систем ходовой части и 1,3–2,0 – для необрессоренных (нижний предел значений относится к средствам транспорта, соответствующим требованиям правил эксплуатации, а верхний – соответствующий наиболее возможным отклонениям от этих требований); $k_{\text{дин}}^{\text{верт}}$ – коэффициент динамических добавок вертикальных нагрузок.

Расчетные поперечные горизонтальные нагрузки $P_{\text{расч}}^{\text{гор}}$ определяются согласно выражения

$$P_{\text{расч}}^{\text{гор}} = P_{\text{ст}}^{\text{верт}} k_{\text{дин}}^{\text{гор}}, \quad (2)$$

где $k_{\text{дин}}^{\text{гор}}$ – коэффициенты динамики, принимаемые как отношение максимальных величин горизонтальной нагрузки к статической вертикальной нагрузке от колеса.



1 – электровоз типа К-14 массой 14 т; 2 – неамортизированный вагон типа ВГ 3,3 массой 6,5 т; 3 – вагон типа ВДК 3,3 массой 6,3 т с амортизацией ходовой части; 4 – неамортизированный вагон типа ВГ 3,3 массой 2 т (не нагруженный)

Рисунок 1 – Зависимости нагрузок, действующих на элементы конструкций стрелочных переводов, от скорости движения состава: а), б), в), г), д), е), ж) – вертикальные силы на острияки, крестовины, наружные рельсы кривой, брусья; з) – поперечные силы на острияки и болтовые соединения;

Величина расчетной вертикальной нагрузки $Q_{\text{расч}}^{\text{бр}}$ на стрелочные брусья, расположенные в концевых участках острьяков, крестовин или рельсов, не имеющих стыковых соединений, определяется из выражения

$$Q_{\text{расч}}^{\text{бр}} = P_{\text{расч}}^{\text{верт}} X_i' k_{\text{нер}}^{\text{бр}}, \quad (3)$$

где X_i' – нагрузка на отдельные брусья при единичной величине нагрузки от колеса, Н; $k_{\text{нер}}^{\text{бр}}$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузок на брусья в результате неупругости основания и наличия зазоров, принимаемый равным 1,1–1,6 (нижний предел соответствует хорошим условиям эксплуатации, а верхний – неудовлетворительным).

Расчетная вертикальная нагрузка на стрелочные брусья $Q_{\text{расч}}^{\text{бр}}$, расположенные в зоне всей длины острьяков, крестовин или рельсов при наличии стыковых соединений, определяется из выражения

$$Q_{\text{расч}}^{\text{бр}} = P_{\text{ст}}^{\text{верт}} k_{\text{дин}}^{\text{бр}} k_{\text{нер}}^{\text{бр}}, \quad (4)$$

где $P_{\text{ст}}^{\text{верт}}$ – статическая нагрузка от колеса на элемент перевода, Н; $k_{\text{дин}}^{\text{бр}}$ – коэффициент динамики, определяемый как отношение максимальной динамической нагрузки на брусья к статической нагрузке от колеса на элемент перевода.

Нагрузки $Q_{\text{дин}}^{\text{болт}}$ передаваемые на болты в корневом устройстве, контррельсах и стыковых соединениях крестовин, определяются из выражения

$$Q_{\text{дин}}^{\text{болт}} = P_{\text{ст}}^{\text{верт}} k_{\text{дин}}^{\text{болт}} k_{\text{нер}}^{\text{болт}}, \quad (5)$$

где $k_{\text{дин}}^{\text{болт}}$ – коэффициент динамики, принимаемый как отношение динамической нагрузки на стыковое болтовое соединение к статической вертикальной нагрузке от колеса подвижной единицы; $k_{\text{нер}}^{\text{болт}}$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки между болтами в узле стыкового крепления, принимаемый равным 1,2–2,0 (нижний предел соответствует хорошим условиям эксплуатации, а верхний – неудовлетворительным).

Таблица 1 – Коэффициенты динамичности нагрузок, действующих на элементы стрелочных переводов

Подвижные единицы	Условное обозначение	Стрелочная часть с корневым устройством				Переводная кривая со стыковыми соединениями				Крестовинная часть с контррельсами			
		Скорость движения поездов, м/с											
		1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4
Локомотив	$k_{дин}^{верг}$	1,03	1,28	1,43	1,56	0,37	0,48	0,51	0,48	1,43	1,77	1,86	2,00
	$k_{дин}^{гор}$	1,86	2,03	2,20	2,26	0,57	1,41	1,80	2,34	0,74	1,46	2,06	2,77
	$k_{дин}^{бр}$	2,14	2,83	3,03	3,20	1,51	1,74	1,83	1,88	2,48	3,43	3,57	3,77
	$k_{дин}^{болг}$	1,90	2,00	2,11	2,56	0,81	1,23	1,57	1,94	0,96	1,46	1,76	2,05
Вагонетка с жестким креплением	$k_{дин}^{верг}$	0,66	1,89	1,96	2,02	0,37	0,60	0,97	0,85	1,15	2,02	2,15	2,15
	$k_{дин}^{гор}$	1,61	1,99	2,05	2,05	0,81	1,66	2,33	2,93	0,81	1,67	2,33	2,91
	$k_{дин}^{бр}$	2,02	3,19	3,62	3,68	1,84	2,58	3,01	3,13	2,45	3,19	3,13	3,13
	$k_{дин}^{болг}$	1,81	2,11	2,32	2,41	1,30	1,73	1,90	2,19	1,51	1,99	2,21	2,37
Вагонетка с амортизацией ходовой части	$k_{дин}^{верг}$	0,21	0,91	0,97	1,06	0,10	0,39	0,61	0,71	0,71	1,29	1,41	1,41
	$k_{дин}^{гор}$	1,32	1,64	1,76	1,84	0,60	1,20	2,00	2,75	0,70	1,60	2,20	2,80
	$k_{дин}^{бр}$	1,58	2,40	2,66	2,59	1,52	2,02	2,47	2,72	1,71	2,15	2,34	2,40
	$k_{дин}^{болг}$	1,52	1,74	1,83	1,89	0,81	1,62	1,93	2,03	1,11	1,76	2,01	2,24

Значения коэффициентов $k_{\text{дин}}^{\text{верт}}$, $k_{\text{дин}}^{\text{гор}}$, $k_{\text{дин}}^{\text{бр}}$, $k_{\text{дин}}^{\text{болт}}$, получены по максимально вероятным значениям величин сил в элементах и узлах конструкции, установленные экспериментальным методом в шахтных условиях. Результаты исследований, приведенные в табл. 1, относятся к стрелочной части с корневым устройством, переводной кривой со стыковыми соединениями крестовин, крестовинной части с контррельсами.

Величина нагрузки на стрелочные брусья X_i' от действия единичной нагрузки от колеса подвижной единицы (удельные нагрузки), расположенной в зоне стыка, представлена в табл. 2. В скобках даны порядковые номера опорных брусьев с началом отсчета от стыка.

Оценка напряженно-деформированного состояния элементов стрелочных переводов и съездов производится по величине действующих и допустимых контактных, сжимающих и растягивающих напряжений в элементах и узлах исследуемой конструкции.

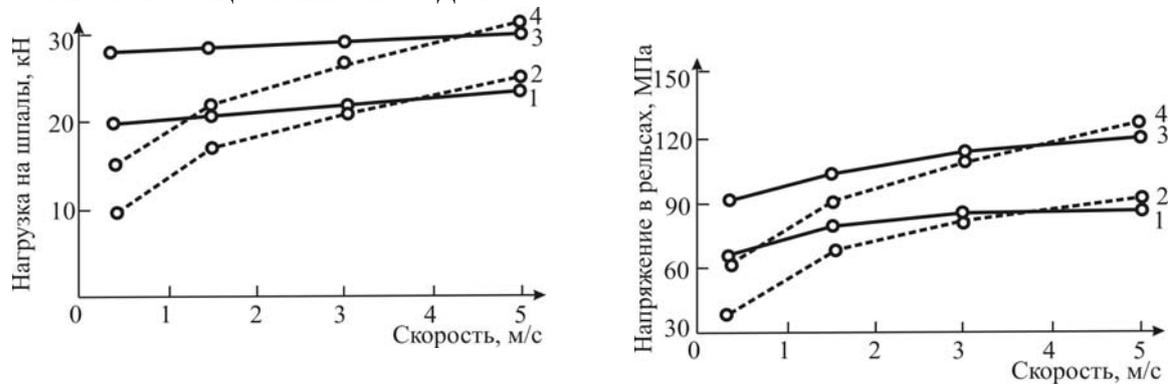
Таблица 2 – Удельные нагрузки на стрелочные брусья

Элемент переводов и съездов	Стыковой пролет, мм	Общее число брусьев, шт.	Нагрузка, кН	
			на стыковой брус в зоне нагруженного стыка	на опорный брус в зоне нагруженного стыка
Остряки	400	3	+0,78 (1)	-0,16 (3)
		4	+0,74 (1)	-0,17 (4)
		5	+0,68 (1)	-0,13 (5)
		6	+0,65 (1)	-0,10 (6)
		7	+0,63 (1)	-0,05 (7)
		8	+0,61 (1)	-0,03 (8)
Крестовины	340	2	+1,28 (1)	-0,31 (2)
		3	+1,00 (1)	-0,28 (3)
		4	+0,87 (1)	-0,20 (4)
	600	5	+0,81 (1)	-0,14 (5)
		6	+0,74 (1)	-0,11 (6)
		2	+1,60 (1)	-0,60 (2)
Рельсы	400	3	+1,40 (1)	-0,50 (3)
		4	+0,75 (1)	-0,16 (4)
		5	+0,69 (1)	-0,13 (5)
		6	+0,66 (1)	-0,11 (6)
		7	+0,64 (1)	-0,05 (7)
		8	+0,62 (1)	-0,03 (8)

На рис. 2 представлены отдельные результаты исследуемых нагрузок на шпалы (рис. 2. а), напряжений в элементах конструкции (рис. 2. б) от воздействия подвижного состава при скорости движения 1–5 м/с.

Наибольшие контактные напряжения возникают между бандажом колеса и контактирующими с ним элементами верхнего строения переводов и съездов. При этом имеют место случаи эксплуатации колес с нормальными и изношен-

ными бандажами. От влияния износа образовывается седлообразная форма поперечного профиля бандажа с впадиной около 15 мм по кругу катания, утончением до 10 мм имеющейся реборды и появлением дополнительной дублирующей реборды высотой до 15 мм и радиусом около 7 мм в наружной крайней части бандажа. Особенно частые случаи такого износа имеют место на колесах локомотивов и секционных поездов.



а)

б)

1 – рельсы типа Р33, электровоз типа К-14, 2 – рельсы типа Р33, вагонетка типа УВГ 3,3, 3 – рельсы типа Р24, электровоз типа К-14; 4 – рельсы типа Р24, вагонетка типа УВГ 3,3

Рисунок 2. – Зависимости максимальных напряжений в элементах рельсового пути:

а – нагрузка на шпалы, б – напряжения в рельсах;

Наиболее неблагоприятные условия возникновения наибольших местных контактных напряжений проявляются в зонах головки острия острия, начальной части сердечника крестовины, а также на рамных рельсах и усовиках крестовины по траектории движения имеющейся и дополнительной реборд бандажа колеса.

Определение максимальных контактных напряжений между поверхностями бандажа колеса и рельса можно рассматривать из условия качения цилиндра по ровной или сферической поверхности. Для решения этой задачи использованы известные методы теорий упругости Герца-Беляева.

Максимальные контактные напряжения $\sigma_{\text{конт}}^{\text{max}}$, действующие в точках оси площадки между цилиндрической и ровной поверхностями контактирующих элементов, определены из выражения

$$\sigma_{\text{конт}}^{\text{max}} = 0,418 \sqrt{\frac{P_{\text{верт}}}{bR} \frac{E}{\text{расч}}} \leq [\sigma]_{\text{конт}}, \quad (6)$$

где E – модуль деформации на сжатие материала расчетного элемента, Н/м²; b – размер площадки контакта по ширине головки рельса, острия, крестовины или др., м; R – радиус колеса по кругу катания, м; $[\sigma]_{\text{конт}}$ – допустимые контактные напряжения (для рельсовой стали $[\sigma]_{\text{конт}}$ равно от 500 до 1000 МПа, для стали Ст. 35 ГЛ – 500 МПа, для чугуна ВЧ 45–5 – от 85 до 130 МПа).

Контактные напряжения в случае пересечения двух перекатывающихся цилиндров или двух сферических плоскостей (при износе бандажа колеса) определены из выражения

$$\sigma_{\text{конт}}^{\text{max}} = \alpha \sqrt{\frac{P_{\text{расч}}^{\text{верт}} E^2}{R_2^2}} \leq [\sigma]_{\text{конт}}, \quad (7)$$

где α – приведенный коэффициент, определяемый согласно параметрам радиусов кривизны соприкасающихся тел $A = \frac{1}{2R_2}$ и $B = \frac{1}{2R_1}$ при соблюдении условия $A < B$; R_1 – радиус дополнительной реборды бандажа колеса, м; R_2 – радиус головки остряка, крестовины или рельса в местах взаимного контакта с дополнительной ребордой, м.

Значения коэффициентов α равны 0,386; 0,400; 0,420; 0,440; 0,468; 0,490; 0,536; 0,600; 0,716; 0,970; 1,280; 1,800, 2,270 в соответствии с соотношениями A/B , равными 1,0; 0,9; 0,8; 0,7; 0,6; 0,4; 0,3; 0,2; 0,1; 0,05; 0,02; 0,01. Приведенные выражения соответствуют коэффициенту Пуассона, равному 0,3.

Кромочные напряжения $\sigma_{\text{к}}$ в остряках, крестовинах или рельсах переводов и съездов определены из выражения

$$\sigma_{\text{к}} = \frac{Mf}{W} = \frac{N_u P_{\text{расч}}^{\text{верт}} f}{W} \leq [\sigma], \quad (8)$$

где M – изгибающий момент в расчетных сечениях, Н·м; W – момент сопротивления в расчетной плоскости для расчетного сечения, м³; f – коэффициент перехода от осевых напряжений к кромочным с учетом действия горизонтальных сил и эксцентриситета приложения нагрузки от колес подвижной единицы; $[\sigma]$ – допустимые напряжения для материала расчетных элементов конструкции, МПа; N_u – приведенный переходной параметр для перехода от нагрузки к изгибающим моментам.

Значения коэффициента f в зоне стрелочной и крестовинной частей равны 1,1–1,4 для локомотивов и 1,1–1,25 для вагонов, а для переводных кривых – соответственно 1,05–1,20 и 1,02–1,10. Нижний и верхний интервалы коэффициентов соответствуют скорости движения поездов от 1 до 4 м/с. Представленные результаты установлены экспериментальным методом.

Моменты сопротивления расчетных сечений W определяются с учетом сложной формы расчетных элементов переводов и съездов.

Приведенный переходной параметр N_u рекомендуется принимать равным: 17–18,5 см для крестовин соответственно длиной 1,0–2,2 м с 2–4 опорными брусками; 10–25 см для остряков длиной 2,1–3,5 м; 15–23,4 см для рамных рельсов длиной 3–6 м; 12,1 и 3,6 см соответственно для стыкового сечения

вкладыша цельнолитой крестовины и сечения, проходящего по первому болтовому отверстию; 12,1 см для стыковых сечений.

Величина допустимых напряжений для материалов расчетных элементов конструкции определяется по нормативным документам. Для примера следует привести, что для рельсов типов Р24 и Р33 допустимые значения равны 200 МПа, а для рельсов типа Р43 и Р50 – 240 МПа; для крестовин из стали 110 Г13Л и 35Г2Л – 300 и 215 МПа соответственно; для высокопрочного чугуна крестовин – 160 МПа; для стыковых накладок – 215 МПа.

Максимальные напряжения в подкладках определяются из выражения

$$\sigma_{\text{к подкл}} = \frac{3Q_{\text{расч}}^{\text{бр}}}{bh^2} \left[\frac{(c+l_2)^2}{B_{\text{п}}} - \frac{c^2}{b_{\text{п}}} \right] \leq [\sigma], \quad (9)$$

где $c = \frac{bl_2}{l_1+l_2}$ при $l_2 > l_1$; l_1, l_2 – длины участков подкладки за пределами подошвы рельса или другого элемента, м; $B_{\text{п}}, b, h$ – длина, ширина и толщина подкладки, м; $b_{\text{п}}$ – ширина подошвы рельса или другого элемента, м.

Максимальные напряжения в корневом мостике определяются согласно выражению

$$\sigma_{\text{к мост}} = 1,41 \frac{P_{\text{расч}}^{\text{верт}} l}{bh^2} \leq [\sigma], \quad (10)$$

где l – величина стыкового пролета в корневом устройстве, м; b, h – ширина и толщина корневого мостика, м.

Максимальные напряжения в стыковых лафетах крестовин определяются из выражения

$$\sigma_{\text{к л}} = \frac{0,375 P_{\text{расч}}^{\text{верт}} l'}{bh^2} \leq [\sigma], \quad (11)$$

где l' – величина стыкового пролета, м; b, h – ширина и толщина листа стыкового лафета, м.

Средние напряжения смятия на стрелочных брусках определяются из выражения

$$\sigma_{\text{см бр}} = \frac{Q_{\text{расч}}^{\text{бр}}}{\omega_u} = \frac{N_{\text{см}} P_{\text{расч}}^{\text{верт}}}{\omega_u} \leq [\sigma]_{\text{см}}, \quad (12)$$

где ω_u – площадь опорной поверхности подкладки с учетом ее изгиба, м²; $[\sigma]_{\text{см}}$ – допустимые напряжения смятия, МПа; $N_{\text{см}}$ – переходной коэффициент, равный 0,87 для острижков длиной 3 м; 0,98 – для корневого мостика; 1,26–1,4–

для крестовин с 4 и 2 опорными брусьями.

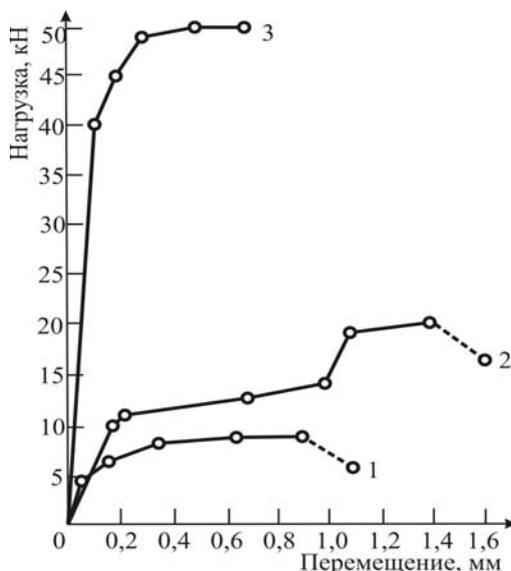
Допустимые напряжения смятия для сосновых и еловых материалов равны 2,2 МПа, для пихтовых – 2 МПа, для буковых – 3,5 МПа. При отсутствии обработки брусьев антисептиками допустимые напряжения смятия для подземных условий могут уменьшаться на 30–50 % в результате изменения показателей прочности древесины после 1–2 лет эксплуатации.

Напряжения в болтовых соединениях стыков определяются из выражения

$$\sigma_{\text{расч}}^{\text{болт}} = \frac{Q_{\text{расч}}^{\text{болт}}}{\omega_{\text{болт}}} \leq [\sigma], \quad (13)$$

где $\omega_{\text{болт}}$ – площадь поперечного сечения по нарезке резьбы болта.

С помощью экспериментальных исследований [5] установлено, что допустимая величина нагрузки на выдергивание одного прикрепителя равна 2–3 кН для костылей и сосновых брусьев (предельная нагрузка до выдергивания 4–9 кН; 3–4 кН для шурупов и сосновых брусьев (предельная нагрузка до выдергивания 6–17 кН); 20–23 кН для болтов и струнбетонных шпал (предельная нагрузка до разрушения 40–60 кН). Пример графиков зависимостей относительных перемещений прикрепителей от нагрузки приведен на рис. 3.



1, 2, 3 – соответственно костыльные, шурупные и болтовые прикрепители

Рисунок 3 – Зависимость относительных перемещений промежуточных креплений от нагрузки

Несущая способность на выдергивание костыльных и шурупных прикрепителей определяется силами упругого обжатия поверхности прикрепителя древесиной и коэффициентом трения на контактирующих поверхностях, а для шурупов дополнительно появляются силы сопротивления срезу и смятию волокон древесины в зоне утолщений резьбовой навивки. С помощью экспериментальных исследований установлено, что при влиянии окружающей среды и много-

кратном воздействии колес ходовой части подвижного состава на элементы верхнего строения, включая прикрепители, происходят износ, коррозия, гниение и накопление остаточных деформаций в зоне контактирующих поверхностей, прикрепителей и древесины. При этом после 3–5 млн. циклов воздействия нагрузок на протяжении 1–3 лет эксплуатации несущая способность прикрепителей снижается на 30–50 %.

Выводы.

1. На базе результатов экспериментальных исследований в шахтных условиях установлены зависимости величин нагрузок на элементы стрелочных переводов и съездов от скорости движения поездов в составе локомотива и вагонов, а также определены напряжения в отдельных элементах их конструкции.

2. Представлен экспериментально-расчетный метод исследований нагрузок воздействия подвижного состава на элементы стрелочных переводов и съездов, а также напряжений, возникающих в отдельных элементах их конструкции.

3. Полученные результаты исследования нагруженности и напряженного состояния стрелочных переводов и съездов использованы для разработки исходных технических требований создаваемых средств горного рельсового транспорта.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Мельников, С.А. Совершенствование действующих и создание новых шахтных локомотивов / С.А. Мельников, В.А. Будишевский, В.И. Бережинский // Уголь Украины. – 2009.–№ 5. – С. 12–15.
2. Бережинский, В.И. Новые разработки для повышения безопасности работ на шахтном транспорте и подъеме // В.И. Бережинский, С.В. Бабаков // Уголь Украины. – 2012.–№ 6. – С. 17–20.
3. Иванов, О.И. Оценка профессионального риска травмирования шахтеров / О.И. Иванов // Уголь Украины. – 1999.–№ 11. – С. 46–47.
4. Говоруха, В. В. Совершенствование рельсового пути и стрелочных переводов подземного рельсового транспорта/ В.В. Говоруха // Уголь Украины. – 2013.–№ 3. – С. 44–49.
5. Говоруха, В.В. Физико-технические основы создания элементов рельсового транспорта шахт и карьеров / В.В. Говоруха. – Киев: Наук. думка, 1992. – 200 с.

REFERENCES

1. Melnikov, S.A., Budishevskiy, V.A. and Berezhynskiy, V.I. (2009), "Improvement of acting and creation of new mine locomotives", *Coal of Ukraine*, no. 5, pp 12–15.
2. Berezhynskiy, V.I. and Babakov, S.V. (2012), "New developments for safety increase of operations on mine transport and hoisting.", *Coal of Ukraine*, no. 6. – pp. 17–20.
3. Ivanov, O.I. (1999), "Evaluation of professional risk of miners injuries", *Coal of Ukraine*, no. 11, pp. 46–47.
4. Govorukha, V.V. (2013), "Improvement of railway and point switches of underground rail transport", *Coal of Ukraine*, no. 3, pp. 44–49.
5. Govorukha, V.V. (1992), *Fiziko-tekhnicheskiye osnovy sozdaniya elementov relsovogo transporta shakht i karyerov* [Physical-technical basics of railway transport elements creation for mines and open-pits], Naukova dumka, Kiev, Ukraine.

Об авторе:

Говоруха Владимир Васильевич, кандидат технических наук, старший научный сотрудник, заведующий лабораторией проблем рельсового транспорта отдела физико-механических основ горного транспорта, Институт геотехнической механики им. Н.С. Полякова Национальной академии наук Украины (ИГТМ НАН Украины), Днепропетровск, Украина, igtm-rail-trans@yandex.ru.

About the author:

Govorukha Vladimir Vasilyevich, Candidate of Technical Sciences (Ph.D.), Senior Researcher, Head of Laboratory of Mine Railway Transport in Department of Mining Transport Physics and Mechanics, M.S. Polyakov Institute of Geotechnical Mechanics of the National Academy of Science of Ukraine (IGTM NASU), Dnepropetrovsk, Ukraine, igtm-rail-trans@yandex.ru.

Анотація. Проведені експериментально-теоретичні дослідження навантаженості і напруженого стану складових частин стрілочних переводів і з'їздів гірничого транспорту. Мета досліджень – визначення впливу навантажень від рухомого складу на напруження в елементах конструкції стрілочних переводів і з'їздів. Представлений експериментально-розрахунковий метод дослідження навантаженості і напруженого стану стрілочних переводів і з'їздів від дії рухомого складу. Розрахункові формули засновані на базі експериментальних досліджень в шахтних умовах, де встановлені фактичні навантаження від дії рухомого складу, а також навантаження і напруження в окремих елементах конструкції. Швидкість руху потягів, навантаження і напруження визначалися з використанням тензометричної апаратури, включаючи силомірні підрейкові підкладки і тензодатчики напруги. Результати експериментальних досліджень оброблені методами математичної статистики з урахуванням багатовимірного розподілу Пуассона і стандартизованої величини нормальних відхилень.

Експериментально-теоретичні дослідження дозволили визначити значення коефіцієнтів динамічності дії дослідного рухомого складу на стрілочні переводи і з'їзди, напруженість в елементах конструкції, а також визначити їх залежності від величини швидкостей руху окремих рухомих одиниць потягу.

Результати проведених досліджень використані для розробки початкових технічних вимог на створення стрілочної продукції гірничих підприємств.

Ключові слова: стрілочні переводи і з'їзди, гірничий транспорт, навантаженість, напруженість.

Abstract. Experimental and theoretical researches of loading capacity and stress state are conducted for components of point switches and drive ways of the mine transport. The aim of the research is to determine impact of loads induced by the rolling stock on stresses in elements of the point switches and drive way structure. Experimental method of calculation is presented for studying loading capacity and stress state of the point switches and drive ways induced by rolling stock. The calculation formulas are based on in-field experimental researches in mines where factual loads induced by the rolling stock, loads and stresses in separate elements of the structure were defined. Train speed, loads and stresses were defined by using tensometric gears including force-measuring under-the-rail linings and tensometric sensors of stresses. The experiment results were processed by methods of mathematical statistics with taking into account the Poisson multidimensional distribution and standardized value of normal deviations.

The experimental and theoretical researches have allowed to define values for coefficients of dynamic impact of a pilot rolling stock on the point switches and drive ways and stresses in the structure elements and to determine their dependences on the value of speed of separate moving units of the train.

The findings were applied in initial technical requirements worked for mine point products production.

Keywords: point switches and ramps, mine transport, load capacity, stresses

Статья поступила в редакцию 6.02. 2014

Рекомендовано к публикации д-ром техн. наук В.Ф. Монастырским

УДК 622.831.325.3

С.А. Курносов, д-р техн. наук, ст. научн. сотр.
(ИГТМ НАН України)

**ДЕГАЗАЦИЯ НАРУШЕННОГО ГОРНЫМИ РАБОТАМИ
ПОРОДНОГО МАССИВА ПОЗАДИ ЛАВЫ**

С.А. Курносов, д-р техн. наук, ст. наук. співр.
(ИГТМ НАН України)

**ДЕГАЗАЦІЯ ПОРУШЕНОГО ГІРНИЧИМИ РОБОТАМИ
ПОРОДНОГО МАСИВУ ПОЗАДУ ЛАВИ**

S.A. Kurnosov, D.Sc. (Tech.), Senior Reseacher
(IGTM NASU),

**DEGASSING OF ROCKS DISTURBED BY MINING
OPERATIONS BEHIND THE LONGWALL**

Аннотация. Предмет исследований – закономерности изменения напряженно-деформированного состояния массива и путей миграции метана под влиянием горных работ. Целью исследований является установление механизма и закономерностей разрушения газонасыщенного массива горных пород позади лавы для разработки методики определения рациональных параметров дегазационных скважин. В результате шахтных экспериментальных исследований установлены закономерности изменения напряженно-деформированного состояния массива горных пород позади лавы в ранее разработанном и разрабатываемом выемочных столбах, а также на их сопряжении. На основании данных закономерностей определен механизм разрушения массива, пути миграции и зоны скопления метана, что позволило разработать методику расчета рациональных параметров дегазационных скважин. Практическое значение полученных результатов заключается в обосновании параметров бурения дегазационных скважин, учитывающих закономерности миграции метана в массиве под влиянием горных работ, что позволяет принимать рациональные технические решения по повышению эффективности дегазационных мероприятий.

Ключевые слова: разрушение массива, пути миграции метана, дегазация.

Существенной проблемой отработки угольных пластов на шахтах Донбасса является высокая газоносность угля и вмещающих пород. Это значительно повышает опасность ведения горных работ и снижает допустимую по газовому фактору нагрузку на очистной забой. Основным источником поступления метана в выработанное пространство являются песчаники, как породы, имеющие наибольшую природную газоносность и легко отдающие газ при разрушении [1]. Существенное повышение эффективности дегазационных мероприятий достигается применением схем дегазации, предусматривающих разделение в пространстве и во времени процессов добычи угля и дегазации массива. Практически это реализуется применением дополнительной дегазационной выработки, располагаемой вне зон влияния стационарного и временного опорных давлений и предназначенной для бурения из нее дегазационных скважин на основные источники газовыделения [2].