

## **ОЦЕНКА ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ТЯГОВОГО УСТРОЙСТВА ПРИ ДВИЖЕНИИ ПО ЗАКРУГЛЕНИЯМ МОНОРЕЛЬСОВОГО ПУТИ**

*Исследована взаимосвязь между конструктивными элементами тягового устройства фрикционного типа и шахтного подвешного монорельсового пути с закруглениями. Установлены закономерности влияния геометрических параметров на эксплуатационные качества тягового устройства при движении по горизонтальным закруглениям с учетом возникающих несовпадений усилий прижатия приводных колес.*

**Ключевые слова:** *тяговое устройство, приводное колесо, монорельс, радиус закругления, усилие прижатия.*

### **Постановка проблемы**

В шахтных подвешных монорельсовых дорогах (ПМД) широко применяются тяговые устройства фрикционного типа, которые позволяют реализовать силу тяги и торможения за счет фрикционной связи приводных колес с монорельсом. Такое тяговое устройство предполагает передачу силы тяги за счет значительного прижатия симметрично установленных по обе стороны к монорельсу приводных колес с вертикальной осью вращения. При движении по монорельсу с закруглениями возникают дополнительные нагрузки, воздействующие на тяговое устройство и приводящие к смещению приводных колес, что отрицательно сказывается на реализации тягового усилия и надежности работы транспортных монорельсовых систем. Одним из вариантов снижения дополнительных нагрузок является оптимизация геометрических параметров тягового устройства, в процессе которой требуется проведение предварительной оценки влияния геометрических параметров элементов конструкции на возникающие смещения приводных колес.

### **Анализ последних исследований и публикаций**

Вопросу повышения эффективности работы ПМД посвящен ряд исследований. В работах [1...3] предложены ресурсосберегающие технологические схемы использования адаптивных возможностей ПМД для повышения темпов подготовки и отработки выемочных столбов в сложных горно-геологических условиях. Авторами рассмотрены процессы взаимодействия подвешной монорельсовой дороги с крепью и массивом горных пород. Задачами исследований [4...11] стало рассмотрение динамических про-

цессов и нагрузок, которые возникают во время движения, пуска и торможения подвижного состава по монорельсовому пути. Эти исследования направлены на разработку математической модели движения по подвешному монорельсовому пути и оптимизации конструкций направляющих путей.

В работах [12...14] рассмотрены проблемы эксплуатации состава по искривленным горным выработкам, исследованы процессы изменения нагрузок на изгибах участка монорельса. В работе [15] авторами установлены закономерности изменения параметров тягового устройства во время движения по горизонтальным закруглениям пути, что позволяет определить фактические усилия прижатия приводных колес к монорельсу.

Вместе с тем, в указанных исследованиях не рассмотрен в полной мере вопрос влияния отдельных конструктивных элементов и их взаимосвязи на эксплуатационные качества тягового устройства фрикционного типа при движении по горизонтальным закруглениям, что подтверждает актуальность задач исследования.

### **Цель (задачи) исследования**

Целью настоящей работы является определение закономерностей влияния геометрических параметров конструктивных элементов на эксплуатационные качества тягового устройства фрикционного типа во время движения по горизонтальным закруглениям. Для достижения поставленной цели необходимо определить предельные значения геометрических параметров элементов тягового устройства и провести анализ их влияния на возможность движения по горизонтальным закруглениям различного радиуса путем оценки возникающих смещений привод-

ных колес, приводящих к несовпадению усилий их прижатия.

**Основной материал исследования**

Для оценки смещений приводных колес тягового устройства, возникающих во время движения по закругленным участкам, представляет практический интерес коэффициент изменения межосевого расстояния  $k$ , равный отношению расстояния между осями вращения приводных колес ( $O_1O_2$ ) при движении по закругленному участку к расстоянию между осями при движении по прямолинейному участку пути, позволяющий оценить несовпадения усилий прижатий приводных колес  $P$  (рис. 1).

На основании [15] коэффициент  $k$  рассчитывается по формуле:

$$k = \frac{1}{D_k + t} \left( (2a + R_0(\sin \delta_2 - \sin \delta_1))^2 + R_0^2(\cos \delta_1 - \cos \delta_2)^2 + 2R_0 \sin \delta_1 \right)^{\frac{1}{2}}, \quad (1)$$

где  $D_k$  – диаметр приводных колес;  $a$  – длина плеча;  $R_0$  – радиус, равный расстоянию от плеча до оси вращения приводного колеса;  $t$  – толщина вертикальной стенки монорельса;  $\delta_1$  и  $\delta_2$  – угол наклона  $R_0$  относительно правого и левого плеча соответственно.

Рассчитать  $\delta_1$  и  $\delta_2$  можно по формулам:

$$\delta_1 = \arccos \frac{R_{p1}^2 + R_0^2 - (R_r - \frac{1}{2}(t + D_k))^2}{2R_{p1}R_0} - \arccos \frac{S_\sigma - 2S_0}{2R_{p1}},$$

$$\delta_2 = \arccos \frac{R_{p2}^2 + R_0^2 - (R_r + \frac{1}{2}(t + D_k))^2}{2R_{p2}R_0} - \arccos \frac{S_\sigma - 2S_0}{2R_{p2}}, \quad (2)$$

где  $S_0$  – расстояния между плечами и осью вращения ходовых колес;  $S_\sigma$  – жесткая база тягового устройства;  $R_r$  – радиус закругления;  $R_{p1}$  и  $R_{p2}$  – радиусы, описываемые при движении правым и левым плечами соответственно, значение которых можно определить по формулам:

$$R_{p1} = \sqrt{R_r^2 + a^2 + S_0^2 - S_\sigma S_0 - a\sqrt{4R_r^2 - S_\sigma^2}},$$

$$R_{p2} = \sqrt{R_r^2 + a^2 + S_0^2 - S_\sigma S_0 + a\sqrt{4R_r^2 - S_\sigma^2}}. \quad (3)$$

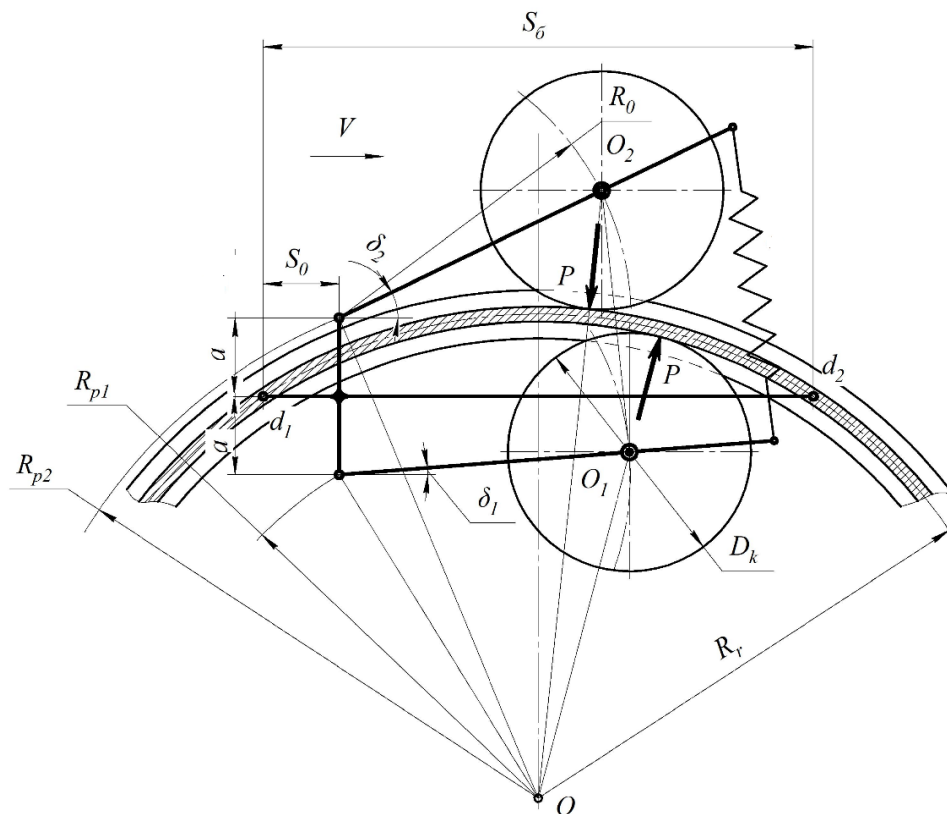


Рис. 1. Геометрическая модель движения тягового устройства по горизонтальным закруглениям монорельсового пути ПМД

Основным параметром, влияющим на смещение тяговых колес, является радиус закругления, при увеличении которого возникающие смещения приводных колес уменьшаются, т.е. коэффициент  $k$  снижается и стремится к единице. При уменьшении радиуса – смещения приводных колес увеличиваются, т.е. коэффициент  $k$  возрастает и может превысить 1,6, что способствует возникновению дополнительных нагрузок на элементы тягового устройства и монорельсов, которые приводят к изгибу монорельсового пути, преждевременному износу футеровки тяговых колес, снижению передачи тягового усилия и коэффициента сцепления. Значение коэффициента  $k$  также во многом зависит от геометрических параметров и конструкции тягового устройства, и его снижение возможно путем оптимизации параметров таких элементов, как жесткая база  $S_0$ , расстояние  $S_0$ , диаметр приводных колес  $D_k$ , длина плеча  $a$ , радиус  $R_0$  (см. рис. 1).

Для проведения анализа влияния параметров конструктивных элементов на величину смещений приводных колес с использованием математической модели, описывающей геометрию процесса прохождения горизонтальных закруглений (1), рассматривается тяговое устройство, движущееся по монорельсовому пути ПМД, радиус закругления которого, как правило, варьируется в пределах 500...4500 мм, а толщина вертикальной стенки монорельса  $t=7$  мм. Характер возникающих изменений действующих нагрузок в системе монорельс – тяговое устройство наглядно отражается при значениях радиусов закругления, равных 500 мм, 700 мм, 1500 мм и 4500 мм. Максимально допустимое значение коэффициента изменения межосевого расстояния  $k$ , определяющее его эксплуатационные качества и возможность движения по закруглениям без заклинивания, принято  $k=1,3$ , при превышении которого целесообразно изменять параметры конструктивных элементов тягового устройства. Минимальное значение, при котором возникающие смещения и соответствующие изменения усилий прижатия приводных колес не оказывают отрицательного влияния на реализацию тягового усилия и надежность работы монорельсовых систем, принято  $k=1,05$ .

Результаты проведенных расчетов для оценки смещений приводных колес при различных вариантах заданных параметров элементов тягового устройства представлены в табл. 1. Графические результаты расчетов представлены на рис. 2...4.

Рассмотрим закономерности влияния параметров жесткой базы  $S_0$  и расстояния между плечами и осью вращения ходовых колес  $S_0$  на эксплуатационные качества тягового устройства, у которого  $a=150$  мм,  $D_k=450$  мм,  $R_0=550$  мм. При различных значениях  $S_0$ , (табл. 1), расстояние  $S_0=150$  мм, а при различных значениях  $S_0$  жесткая база  $S_0=1000$  мм.

Используя выражение (3) и учитывая конструктивные особенности оборудования, определено, что при выборе размера жесткой базы должны учитываться следующие условия:

$$S_0 \geq 2R_r^2,$$

$$S_0 \geq (S_0 + \sqrt{R_0^2 - (\frac{D_k}{2} - a)^2}),$$

а при выборе значения  $S_0$ , следует учитывать, что его допустимые значения находятся в пределах  $0 \leq S_0 \leq (S_0 - D_k)$ .

Из графиков, приведенных на рис. 2, видно, что коэффициент  $k$  возможно снизить путем увеличения размера жесткой базы, а также путем снижения расстояния между плечами и осью вращения ходовых колес.

Для ПМД с радиусом закругления монорельсового пути от 500 до 700 мм характерен резкий рост возникающих нагрузок, приводящих к смещению колес и несовпадению усилий прижатия.

Кроме того, при множестве приведенных параметров рассматриваемых конструктивных элементов коэффициент  $k$  значительно превышает установленное допустимое значение 1,3.

Так, при рассмотрении влияния размеров жесткой базы  $S_0$  (рис. 2а), установлена возможность применения только вариантов 1 и 2, для которых минимально возможный радиус закругления составляет 500 мм, а для варианта 3 – 650 мм.

Табл. 1. Расчетные показатели смещений приводных колес тяговых устройств при движении по горизонтальным закруглениям

Параметры элементов, мм	Возможные варианты сочетаний параметров					Расчетные значения $k$ при различных $R_r$ , мм							
						500		700		1500		4500	
	1	2	3	4	5	min	max	min	max	min	max	min	max
Жесткая база $S_0$	700	1000	1300	1600	2000	1,70	2,00	1,03	1,18	1,02	1,04	1,01	1,02
Расстояние $S_0$	0	50	150	450	550	1,70	2,02	1,02	1,63	1,02	1,09	1,01	1,02
Длина плеча $a$	0	50	250	400	550	1,60	3,43	1,03	1,29	1,02	1,05	1,01	1,02
Длина $R_0$	250	350	450	550	650	1,80	2,02	1,02	1,18	1,02	1,04	1,01	1,02
Диаметр $D_k$	250	350	450	550	650	1,90	2,53	1,05	1,13	1,03	1,04	1,01	1,03

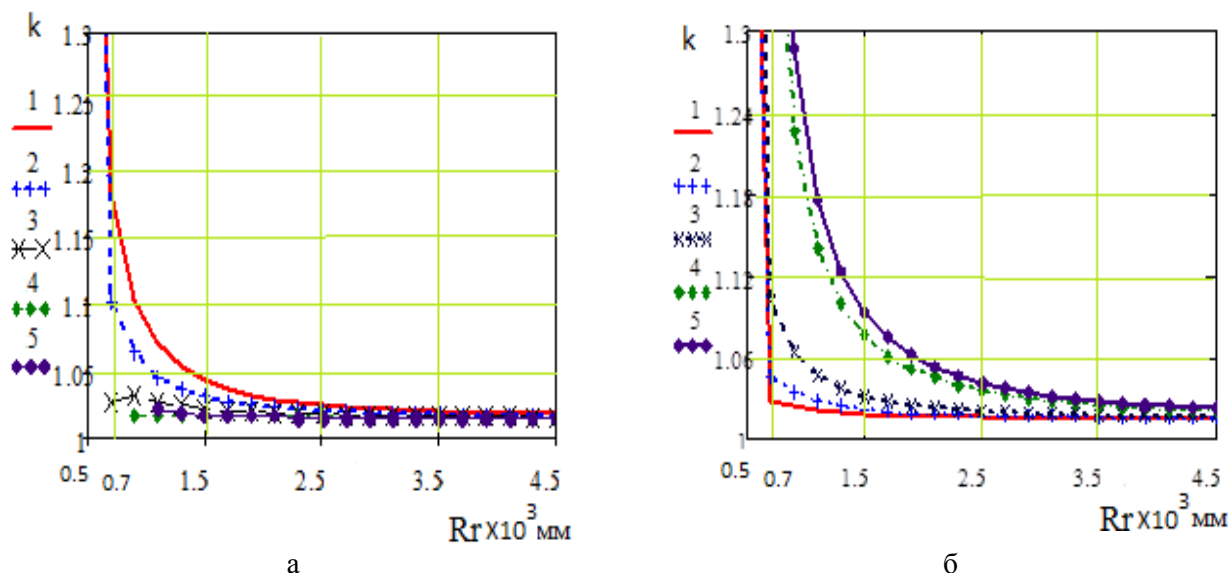


Рис. 2. График зависимости коэффициента  $k$  от радиуса  $R_r$ :  
 а – при различных  $S_\delta$ ; б – при различных  $S_0$

Увеличивая размеры жесткой базы в установленных пределах при движении по закруглениям с  $R_r=500$  мм, можно снизить коэффициент  $k$  с 2,0 до 1,7, т.е. на 15 %. Однако, несмотря на значительное снижение нагрузок, требуется дополнительная оптимизация прочих параметров конструкции, так как  $k>1,3$ .

Рассматривая влияние расстояния  $S_0$  (см. рис. 2б), при движении по закруглениям малого радиуса, установлено, что допустимыми являются только варианты 1 и 2. При  $R_r=500$  мм коэффициент  $k$  может достигнуть 2,02, и, оптимизируя  $S_0$  до 0...50 мм, можно снизить  $k$  на 12 %. При малых радиусах закругления, как и в случае с  $S_\delta$ , дополнительно требуется изменение прочих конструктивных параметров.

Для монорельсового пути с радиусом закругления 700...1500 мм коэффициент  $k$  практически во всех случаях не превышает 1,3, однако параметры  $S_\delta$  и  $S_0$  существенно влияют на возникающие смещения и соответствующие нагрузки. С учетом того, что для жесткой базы, соответствующей варианту 4, минимальный радиус закругления равен 800 мм, а для жесткой базы, соответствующей варианту 5, – 1000 мм, наиболее приемлемым для рассматривания диапазона радиусов закругления является вариант 3. Для радиуса закругления  $R_r=700$   $k$  может достигнуть 1,18, и путем увеличения жесткой базы возможно его снижение не менее чем на 12 %. Аналогично, для расстояния  $S_0$ , соответствующего варианту 5, при  $R_r=700$  мм  $k$  может превысить 1,6, и, оптимизируя  $S_0$  до 0...150 мм, что соответствует вариантам 1, 2, 3, можно снизить  $k$  более чем на 30 %, в частности до 1,02.

Для радиусов закругления от 1500 мм и более размеры жесткой базы влияют незначительно,  $k$  при различных параметрах принимает значение ниже 1,05, и, увеличивая размеры жесткой базы, можно его снизить не более чем на 4 %. Однако без оптимизации параметров  $S_0$ , даже при радиусах 1500...2000 мм,  $k$  может превысить 1,05. Например, при варианте 5 при движении по  $R_r=1500$  мм коэффициент  $k$  может достигнуть 1,09 и снизиться более чем на 6 % при вариантах 1 и 2.

Прослеживается закономерность снижения коэффициента снижения межосевого расстояния при увеличении размеров жесткой базы, а также при уменьшении расстояния между плечами и осью вращения ходовых колес. Установлено, что для рассматриваемых параметров отсутствует конструктивная взаимосвязь, т.е. оптимизация каждого из них приводит к дополнительным улучшениям эксплуатационных качеств.

Рассмотрим закономерность влияния параметров длины плеча  $a$ , расстояния от плеча до оси вращения приводного колеса  $R_0$  и диаметра приводных колес  $D_k$  на примере тягового устройства, у которого  $S_\delta=1000$  мм,  $S_0=150$  мм. В случае, когда параметр  $a$  принимает значения, представленные в табл. 1, при  $D_k=450$  мм,  $R_0=550$  мм, закономерность изменения эксплуатационных качеств представлена на рис. 3а. В случае, когда параметр  $D_k$  принимает значения, представленные в табл. 1, при  $a=150$  мм,  $R_0=550$  мм, закономерность изменения эксплуатационных качеств представлена на рис. 3б. В случае, когда параметр  $R_0$  принимает значения, представленные в табл. 1, при  $a=150$  мм,  $D_k=450$  мм, закономерность изменения эксплуатационных качеств представлена на рис. 4.

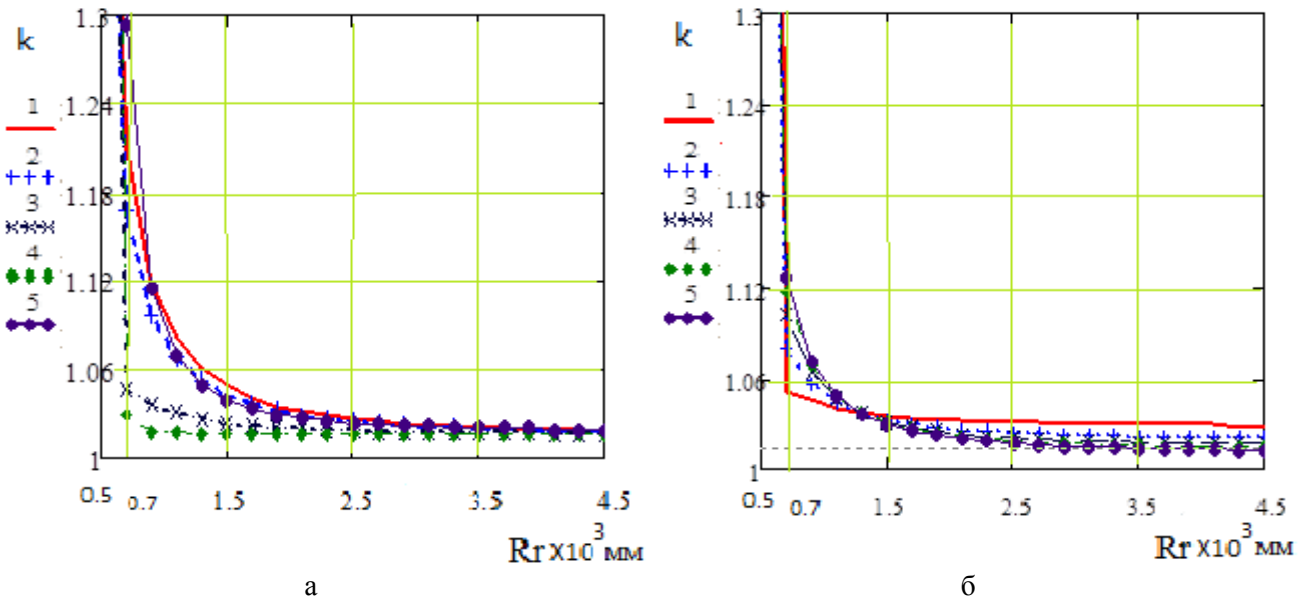


Рис. 3. График зависимости коэффициента  $k$  от радиуса  $R_r$ :  
 а – при различных параметрах  $a$ ; б – при различных  $D_k$

Учитывая конструктивные особенности оборудования, при выборе расстояния от плеча до оси вращения приводного колеса  $R_0$  целесообразно соблюдать условия:

$$R_0 > \frac{D_k}{2},$$

$$R_0 \leq \sqrt{\left(\frac{D_k}{2} - a\right)^2 + (S_\sigma - S_0)^2}.$$

Для монорельсового пути с радиусом закругления от 500 до 700 мм характерен резкий рост возникающих нагрузок, приводящих к смещению колес. Также для множества приведенных параметров рассматриваемых элементов конструкции коэффициент  $k$  значительно превышает установленное допустимое значение 1,3. При анализе влияния параметров  $R_0$  (рис. 4) установ-

лена закономерность снижения  $k$  при уменьшении  $R_0$ . А из графиков, приведенных на рис. 3а, 3б, видно, что с увеличением диаметра  $D_k$  или плеча  $a$  до определенных значений наблюдается уменьшение смещений приводных колес. Однако из рис. 3а прослеживается изменение влияния длины плеча  $a$  для монорельсового пути с радиусом закругления менее 700 мм. Расчетным путем установлено, что указанные изменения характерны для тягового устройства с жесткой базой  $S_\sigma \approx 2R_r$ . Кроме того, из рис. 3б прослеживается изменение влияния диаметра колес  $D_k$  при радиусах закругления менее 1000 мм. Расчетным путем установлено, что для указанного диапазона радиусов закругления характер влияния диаметра колес неоднозначен и проявление этих изменений зависит в большей степени от параметров жесткой базы  $S_\sigma$ , расстояний  $R_0$  или  $S_0$ , что следует из анализа выражений (2), (3).

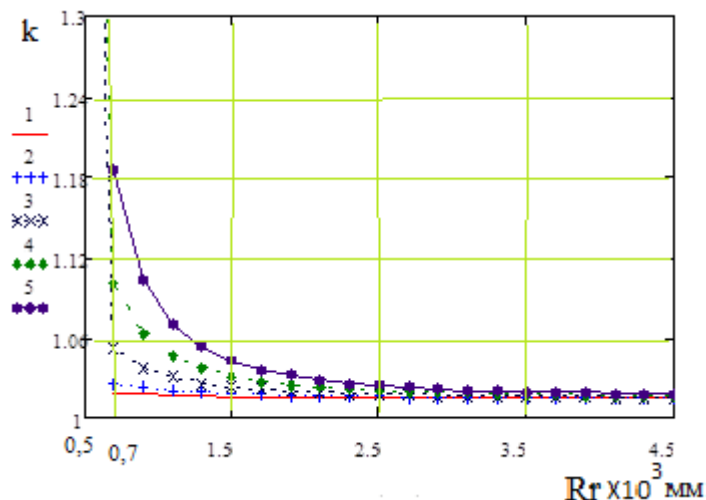


Рис. 4. Зависимость коэффициента  $k$  от радиуса  $R_r$  при различных  $D_k$

Так, при  $S_0=1000$  мм уменьшение размеров плеча  $a$  приводит к значительному снижению  $k$ . При  $R_r=00$  мм недопустимы размеры плеча более 250 мм, как видно на примерах 1, 2 и 4, и, оптимизируя  $a$  с 400 мм до 0...50 мм, можно снизить  $k$  на 40 % и более – с 2,88 до 1,6. Дополнительно снижая  $S_0$ , можно достичь  $k$  менее 1,3.

При  $R_r=500$  мм увеличение диаметра приводных колес также существенно снижает коэффициент  $k$ . С увеличением диаметра от 250 мм до 650 мм (варианты 1...5)  $k$  принимает значение от 2,53 до 1,9 соответственно, т. е. путем оптимизации  $D_k$  возможно снижение смещения приводных колес на 25 %. Таким образом, целесообразным является применение варианта 2. Расчетным путем установлено, что, повышая  $D_k$  до 650 мм и дополнительно снижая длину плеча  $a$ , расстояние  $S_0$  и длину  $R_0$ , можно достичь  $k < 0,5$  даже при радиусах закругления 500 мм.

При анализе влияния  $R_0$  расчетные данные показывают, что при малых радиусах приемлемыми являются только варианты 3 и 4, при которых  $k$  достигает и 1,8 и 1,2 соответственно, т. е., уменьшая  $R_0$  с 550 мм до 450 мм, можно снизить нагрузки на 10 %. Варианты 1, 2 и 5 неприменимы для  $R_r=500$ , однако установлено, что, дополнительно снижая длину плеча  $a$  и расстояние  $S_0$ , можно достичь  $k$  равным 1,3 и ниже даже при этих вариантах.

Для ПМД с радиусом закругления монорельсового пути от 700 до 1500 мм коэффициент  $k$  для всех рассматриваемых вариантов не превышает 1,3. Однако меняется характер влияния плеча  $a$ , что объясняется превышением значения  $2R_r$  над размером жесткой базы (см. рис. 3а). Так, с ростом плеча  $a$  в пределах  $D_k$ , для радиусов закругления более 700 мм. наблюдается снижение  $k$ . При вариантах 3 и 4  $k$  достигает минимальных значений в пределах 1,04...1,02. При  $R_r=700$  мм оптимальная длина плеча  $a$  лежит в пределах от 50 до  $D_k$ , при которых  $k$  возможно снизить на примере вариантов 1 и 4 на 15 %, т. е. с 1,21 до 1,03, из чего следует, что длина плеча  $a$  не должна превышать  $D_k$ , как в варианте 5.

Кроме того, изменяется характер влияния диаметра  $D_k$  (см. рис. 3б). При  $R_r=700$  мм, с уменьшением  $D_k$  с 650 мм до 250 мм (см. табл. 1) наблюдается снижение  $k$  с 1,13 до 1,05 – на 7 %, и целесообразным является применение варианта 1. А при радиусах закругления более 1000 мм, напротив, характерно снижение  $k$  при увеличении диаметра приводных колес.

Анализ влияния  $R_0$  показывает, что, уменьшая данный параметр с 650 до 250 мм, для монорельса с закруглением  $R_r=700$  мм можно снизить  $k$  с 1,18 до 1,02, т. е. на 13 %.

Для монорельсового пути с радиусом закругления от 1500 мм и более значения рассматриваемых параметров влияют незначительно,  $k$  при различных вариантах принимает значение ниже 1,05, и путем их оптимизации возможно снижение нагрузок на 1...4 %.

При оптимизации длины плеча возможно снижение нагрузок на 1...2 %, однако наиболее приемлемыми являются варианты 3, 4, т. е. длина плеча должна находиться в пределах 250...400 мм. При увеличении диаметра приводных колес коэффициент  $k$  снижается на 1 % и наиболее приемлемыми являются варианты 3...5. При уменьшении расстояния от плеча до оси вращения приводного колеса коэффициент  $k$  снижается не более чем на 1 %.

### Выводы

Проведенные исследования и расчеты позволили определить закономерности влияния геометрических параметров конструктивных элементов на эксплуатационные качества тягового устройства фрикционного типа. Использование математической модели, описывающей геометрию процесса прохождения горизонтальных закруглений, дает возможность определить возникающие смещения приводных колес и несовпадение усилий их прижатия, а также снизить возникающие нагрузки путем оптимизации параметров конструктивных элементов тяговых устройств ПМД.

Установленные предельные значения геометрических параметров жесткой базы  $S_0$ , расстояния между плечами и осью вращения ходовых колес  $S_0$ , расстояния от плеча до оси вращения приводного колеса  $R_0$ , длины плеча  $a$  и диаметра приводных колес  $D_k$  во многом зависят от присущих монорельсовому пути радиусов закругления, от конструктивных особенностей приводных блоков и условий эксплуатации.

При анализе влияния геометрических параметров элементов тягового устройства на возможность движения по горизонтальным закруглениям в диапазоне от 500 до 4500 мм установлена закономерность снижения коэффициента межосевого расстояния  $k$  при увеличении размеров жесткой базы, уменьшении расстояния между плечами и осью вращения ходовых колес, уменьшении расстояния от плеча до оси вращения приводного колеса. Установлено, что при выборе параметров длины плеча и диаметра приводных колес необходимо учитывать их взаимосвязь между собой и иными параметрами устройства, а также неоднозначность влияния на возникающие смещения приводных колес в зависимости от размера жесткой базы и радиуса

закругления при радиусах округления до 1000 мм.

Особенно важно оптимизировать геометрические параметры тяговых устройств при их эксплуатации по монорельсовому пути с радиусом округления менее 1500 мм, где коэффициент  $k$  может значительно превысить допустимое значение 1,3, и значение каждого параметра существенно влияет на возникающие загрузки. Однако использование предлагаемой математической модели и результатов проведенных в работе исследований позволяет определить значения конструктивных элементов, при которых даже при радиусах округления равных 500 мм коэффициент межосевого расстояния не превысит 0,05. Для радиусов округления более 1500 мм влияние параметров заметно снижается, и их оптимизация дает возможность снизить коэффициент  $k$  на 1...5 %.

Установленные при оценке геометрических параметров тягового устройства закономерности их влияния на возникающие смещения приводных колес при движении по горизонтальным округлениям позволяют улучшить эксплуатационные характеристики тягового устройства и качество передачи тягового усилия, обеспечивая повышение коэффициента сцепления и предотвращение преждевременного износа футеровки тяговых колес и изгиба монорельса.

#### Список литературы

1. Ширин, Л.Н. Повышение эффективности работы монорельсовых дорог при подготовке запасов угля к очистной выемке: монография / Л.Н. Ширин, В.А. Расцветаев, А.И. Коваль. – Днепропетровск: НГУ, 2014. – 144 с.
2. Ширин, Л.Н. Оценка эксплуатационных параметров подвесных монорельсовых дорог / Л.Н. Ширин, Л.Н. Посунько, В.А. Расцветаев // Геотехническая механика. – 2008. – Вып.76. – С. 91-96.
3. Piccroza, E. Development of mine underground transportation with use of suspended monorail / E. Piccroza, J. Tokarchic // Mining – Informatics, Automation and Electrical Engineering – 2016. – No.4(532). – P. 96-106.
4. Bao, Y. A case study of dynamic response analysis and safety assessment for a suspended monorail system / Y. Bao, Y. Li, J. Ding // Int. J. Env. Res. Pub. He. – 2016. – No.13. – P. 1121.
5. Гутаревич, В.О. Динамика шахтных подвесных монорельсовых дорог: монография. – Донецк: ЛАНДОН-XXI, 2014. – 205 с.
6. Гутаревич, В.О. Динамическая загруженность монорельсовых тележек и подвешенного пути // Известия вузов. Северо-Кавказский регион. Технические науки. – 2015. – №4. – С. 85-88.
7. Chengbiao, C. Dynamic interaction of suspension-type monorail vehicle and bridge: Numerical simulation and experiment / C. Chengbiao [et al.] // Mechanical Systems and Signal Processing. – 2019. – Vol.118. – P. 388-407.
8. Gutarevych, V.O. Mathematical modeling of end carriage motion on the overhead monorail // Metallurgical and Mining Industry. – 2014. – No.5. – P. 52-56.
9. Gutarevych, V.O. Mathematical Model Study of Suspended Monorail // Transport Problems. – 2012. – Iss.3. Vol.7. – P. 61-66.
10. Gutarevych, V. Research of Regularities of Suspended Mine Monorail Motion // Mechanical Testing and Diagnosis. – 2014. – Vol.1(IV). – P. 12-17.
11. Gutarevych, V.O. Research on the Influence of Dynamic Load on Suspended Monorail / V.O. Gutarevych [et al.] // Applied Mechanics and Materials. – 2015. – Vol.806. – P.23-29.
12. Веткин, А.С. Вписывание локомотивов в вертикальные округления монорельсовых путей // Горные, строительные и дорожные машины. – Киев: Техника, 1983. – Вып.35. – С. 73-76.
13. Kawatani, M. Computer simulation for dynamic wheel loads of heavy trains / M. Kawatani, C.W. Kim // Structural Engineering and Mechanics. – 2001. – No.12. – P. 409-428.
14. Гутаревич, В.О. Исследование геометрических параметров монорельсовых тяговых устройств при движении в округлениях пути // Вестник ВНУ им. В. Даля. – 2010. – №1(152), ч. 2. – С. 70-82.
15. Гутаревич, В.О. Влияние округлений монорельсового пути на параметры тягового устройства / В.О. Гутаревич, М.П. Кондратенко // Сборник VIII Международной научно-практической конференции «Современные тенденции и инновации в науке и производстве», г. Междуреченск, 03-04 апреля 2019 г. – Междуреченск: КузГТУ, 2019. – С. 1221-1226.

**M. P. Kondratenko**

*Donetsk National Technical University (Donetsk)*

#### EVALUATION OF GEOMETRICAL PARAMETERS OF THE TRACTION DEVICE MOVING ALONG THE CURVES OF A MONORAIL TRACK

**Background.** The paper investigates the relationship of structural elements of the traction system of friction type and mine suspended monorail with curvature. The objective of the paper is to determine the regularities of the influence of geometric parameters of structural elements on the performance of the friction type traction device while moving along horizontal curves.

**Materials and/or methods.** The author has assessed the displacement of the drive wheels of the traction device using a mathematical model describing the geometry of the process of passing horizontal curves. The limit values of the geometric parameters of the elements of the traction device determined by the calculation and analytical method. The analysis made of the influence of the geometric parameters on the implementation of the traction force in moving along horizontal curves radii 500 to 4500 mm by determining the coefficient of change of the centre distance.

**Results.** The obtained regularities allow defining the emerging displacement of drive wheels and divergent efforts of their pressing, and also reducing the load when moving along horizontal curves by optimizing the design of structural components of traction devices.

**Conclusion.** The results of the work show that it is particularly important to optimize the geometric parameters of the traction devices when they are operating on a monorail track with a radius of curvature of less than 1500 mm, where the value of each parameter significantly affects the resulting loads and their inconsistency leads to premature failure of the drive units and bending of the monorail. Thus, a preliminary assessment of the geometric parameters of the traction device with a mathematical model describing the geometry of the process of passing horizontal curves allows increasing the performance and quality of the traction force transmission as well as the reliability of the transport monorail systems.

**Keywords:** traction device, drive wheel, monorail, the curve radius, pressing force.

**Сведения об авторе**

**М.П. Кондратенко**

SPIN-код: 4779-4049

Телефон: +380 (62) 301-03-37

Эл. почта: patent@donntu.org

Статья поступила 28.05.2019 г.

© М.П. Кондратенко, 2019

Рецензент д.т.н., проф. В.П. Кондрахин

