

## Заключение

В настоящее время растет интерес к технологии радиочастотной идентификации (RFID-технологии) во всех сферах жизни, в том числе на железнодорожном транспорте. Можно предположить, что применение RFID-технологии на метрополитене позволит облегчить техническое обслуживание, улучшить технологичность, повысить качество контроля, надежность и безопасность систем контроля движения поездов, снизить эксплуатационные расходы, расширить функциональные возможности.

## Библиографический список

1. Костроминов А. М. Метод и средства калибровки меры пройденного пути в метрополитене / А. М. Костроминов, М. Ю. Королев, В. В. Гаврилов, Т. В. Крючкова // Сб. 65-й науч.-технич. конф., посвященной Дню радио. – СПб. : ПГУПС, 2010.
2. Костроминов А. М. Применение RFID-технологий в системе автоведения поездов метрополитена / А. М. Костроминов, М. Ю. Королев, В. В. Гаврилов, Т. В. Крючкова // Изв. ПГУПС. – 2009. – Вып. 3 (20). – С. 91–97.

УДК 629.424.3: 629.4.027

**В. А. Кручек, А. М. Евстафьев**

Петербургский государственный университет путей сообщения  
Императора Александра I

## АНАЛИЗ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ОСЕВОГО РЕДУКТОРА КОЛЕСНОЙ ПАРЫ С ВЕРТИКАЛЬНОЙ РЕАКТИВНОЙ ТЯГОЙ

Изложены выводы кинематических зависимостей и закономерностей осевых редукторов с вертикальной реактивной тягой карданного группового привода колесных пар. Представлены расчетные графические зависимости перемещения, скорости и ускорения элементов крепления осевого редуктора и анализ наиболее характерных вариантов положений реактивной тяги при различных параметрах перемещения экипажа во время движения локомотива.

Статья рассчитана на работников, связанных с проектированием и расчетом механической части экипажей тягового подвижного состава различного назначения, включая промышленные тепловозы и локомотивы высокоскоростного пассажирского движения.

Тяговый подвижной состав, элементы механической части экипажа, групповой тяговый привод колесных пар, осевой редуктор, вертикальная реактивная тяга, кинематические параметры, перемещение, скорость, ускорение.

Основной задачей технического прогресса в области дизельного моторвагонного подвижного состава является приведение его в соответствие с изменяющимися потребностями

рынка пассажирских железнодорожных сообщений разной дальности. В соответствии с этим в последние годы на неэлектрифицированных с относительно малым пассажиропото-

ком линиях железных дорог России вводятся в эксплуатацию рельсовые автобусы и дизель-поезда новых типов и серий. Такой же тенденции придерживаются и конструкторы новой железнодорожной техники в Европе при организации пассажирского движения на различные расстояния. В тяговом приводе колесных пар большей части этого подвижного состава применена гидромеханическая или гидродинамическая передача, обладающая рядом преимуществ перед другими видами тяговых передач, такими как механическая и электрическая.

Длительная эксплуатация маневровых тепловозов (ТГМ4, ТГМ6, ТГМ23, ТГМ40 и др.), автотрис и автодрезин (АДМ, ДГК<sup>У</sup>, АГВ, МПП4, АС1, АС4 и др.) с гидравлической передачей мощности, выпущенных еще во времена СССР и по сей день работающих на железнодорожных путях ОАО «РЖД» и промышленных предприятий, подтвердила эксплуатационную надежность применяемого на них группового привода колесных пар.

В настоящее время отечественные и зарубежные заводы и компании, имеющие многолетний опыт разработки и изготовления локомотивов с гидравлическими передачами, в соответствии с актуальной тенденцией представляют новые варианты этих изделий для подвижного состава с подкузовным расположением силовых агрегатов и тягового привода.

Применение гидравлической передачи в качестве тяговой подразумевает объединение колесных пар в механическую схему группового тягового привода, наиболее распространенные варианты которой представлены на рис. 1.

При создании группового тягового привода применяется дышловой, зубчатый и карданный способ спаривания колесных пар. Наибольшее распространение получил привод, когда осевые редукторы колесных пар соединяются карданными валами между собой и выходным валом гидропередачи. Конструктивное исполнение тяговой передачи таково: гидравлическая передача размещается на главной раме локомотива, а осевые редукторы – на колесных парах.

### **Конструктивные особенности крепления реактивных тяг осевых редукторов колесных пар в групповом тяговом приводе локомотивов**

Особенностью работы группового карданного тягового привода является то, что во время движения рессорное подвешивание экипажа первой ступени (буксовая ступень) совершает вертикальные перемещения, усиливая девиационные колебания карданных валов осевых редукторов, особенно тех, которые расположены ближе к выходному фланцу гидропередачи и имеют с ним механическую связь. Так как перекося и угол скручивания карданного вала (девиация кардана) при колебаниях рессорного подвешивания влияет на степень неравномерности вращения самого карданного вала, возникает неравномерность передачи плавного вращающего момента выходного фланца гидропередачи к осевым редукторам колесных пар. Причем планетарная конструкция вилок карданных валов такова, что за один оборот выходного фланца гидропередачи девиация карданного вала, изменяясь, проходит два максимальных и два минимальных значения, вызывая дополнительные напряжения скручивания.

Элементом крепления осевого редуктора колесной пары является реактивная тяга, воспринимающая и передающая реактивные силы от крутящего момента карданного вала на раму ходовой тележки локомотива или главную раму автотрисы (или автодрезины). В зависимости от пространственной возможности конструкции экипажа реактивная тяга может быть расположена горизонтально (ТГМ4, ТГМ6 и др.), вертикально (дизель-поезд ДР1 и др.) (рис. 2) или под некоторым углом к раме.

### **Расчет кинематических зависимостей параметров осевого редуктора колесной пары с вертикальной реактивной тягой**

На рис. 3 показаны расчетные схемы кинематики осевого редуктора только при верти-

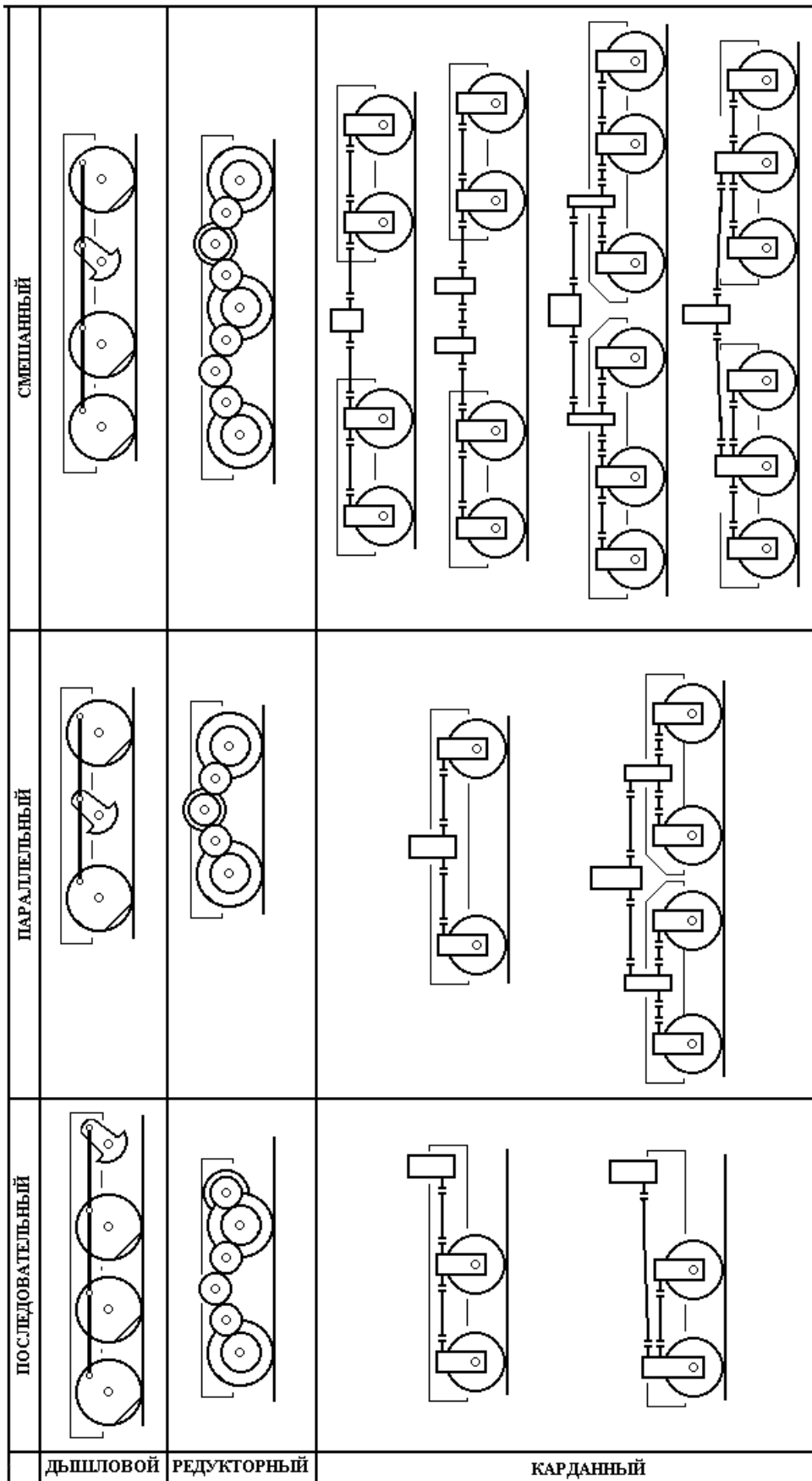


Рис. 1. Схемы группового тягового привода колесных пар железнодорожного тягового подвижного состава

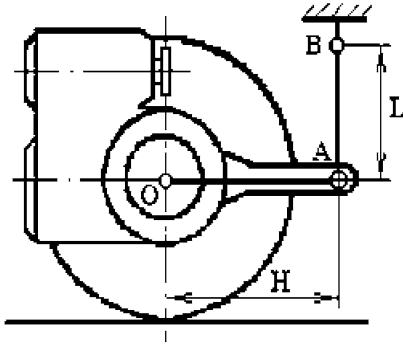


Рис. 2. Осевой редуктор колесной пары с вертикальной реактивной тягой: АВ (L) – длина реактивной тяги, ОА (H) – длина рычага приложения реактивной тяги

кальных перемещениях колесной пары относительно точки крепления реактивной тяги, расположенной на раме тележки, или главной рамы относительно колесной пары (головки рельса).

Такое перемещение может быть вызвано перемещением рамы тележки во время работы рессорного подвешивания (рис. 3а) или прохождением колесной пары по неровности рельсовой нитки (например, стыка) (рис. 3б).

Установим зависимость параметров кинематики вращательного перемещения осевого редуктора при отклонениях, когда  $\alpha \neq 0^\circ$  и  $\beta \neq 90^\circ$ , а также между величиной перемещения точки соединения редуктора с реактивной

тягой  $\delta_{Z_T}^B$ ,  $\delta_{Z_K}^B$  и вертикальными перемещениями рамы тележки  $Z_T$  и колесной пары  $Z_K$ .

Из прямоугольного треугольника  $A_1B_1C_1$  расчетной схемы (рис. 3а) получим:

$$L^2 = (L \sin \alpha + \delta_{Z_T}^B \cos \beta)^2 + (L \cos \alpha - \delta_{Z_T}^B \sin \beta + Z_T)^2. \quad (1)$$

После преобразования (1) выразим  $\delta_{Z_T}^B$  с учетом направления поворота редуктора относительно оси вращения колесной пары:

$$\delta_{Z_T}^B = -[L \sin(\beta - \alpha) - Z_T \sin \beta] + \sqrt{[L \sin(\beta - \alpha) - Z_T \sin \beta]^2 - (Z_T^2 + 2LZ_T \cos \alpha)}. \quad (2)$$

Из прямоугольного треугольника  $A_2B_2C_2$  (рис. 3б) получим величину  $\delta_{Z_K}^B$  от перемещения центра оси колесной пары на величину  $Z_K$ :

$$\delta_{Z_K}^B = -[L \sin(\beta - \alpha) - Z_K \sin \beta] + \sqrt{[L \sin(\beta - \alpha) - Z_K \sin \beta]^2 - (Z_K^2 - 2LZ_K \cos \alpha)}. \quad (3)$$

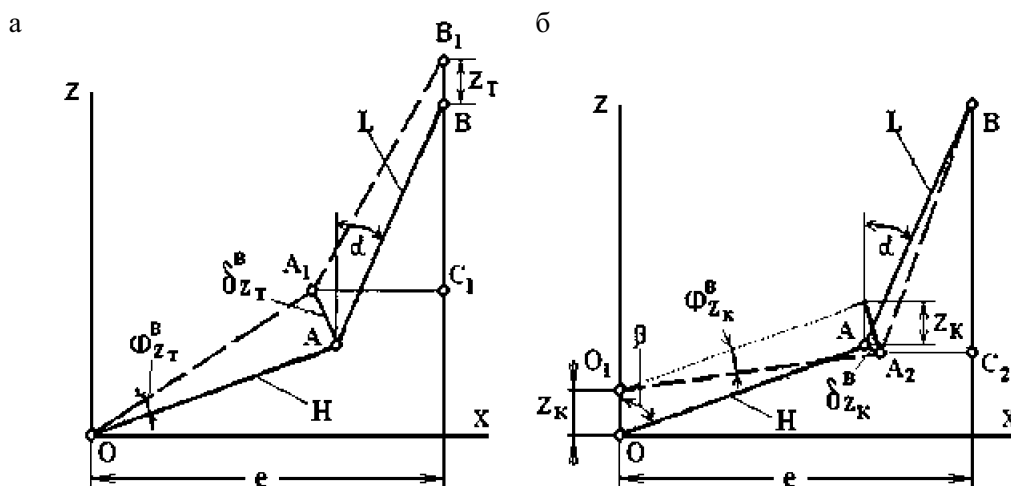


Рис. 3. Расчетная схема кинематики вертикальной реактивной тяги осевого редуктора колесной пары группового тягового привода при перемещении:

а) рамы относительно колесной пары; б) колесной пары относительно рамы

Выражения (2) и (3) разложим в степенной ряд Маклорена по степеням  $Z_T$  и  $Z_K$ , ограничиваясь первыми двумя членами, и получим:

$$\delta_{Z_T}^B = -\frac{\cos \alpha}{\sin(\beta - \alpha)} Z_T - \left[ \frac{1}{2L \sin(\beta - \alpha)} - \frac{\sin \beta \cdot \cos \alpha}{L \sin^2(\beta - \alpha)} - \frac{\cos^2 \alpha}{2L \sin^3(\beta - \alpha)} \right] Z_T^2; \quad \delta_{Z_K}^B = \frac{\cos \alpha}{\sin(\beta - \alpha)} Z_K - \left[ \frac{1}{2L \sin(\beta - \alpha)} - \frac{\sin \beta \cdot \cos \alpha}{L \sin^2(\beta - \alpha)} - \frac{\cos^2 \alpha}{2L \sin^3(\beta - \alpha)} \right] Z_K^2. \quad (4)$$

Анализ схем расположения наклонной вертикальной тяги осевого редуктора показал, что в реальности возможны два варианта таких схем (рис. 4).

В варианте I угол  $\alpha$  положительный, так как его направление совпадает с принятым направлением поворота осевого редуктора  $\varphi_{Z_T, K}^B$ . В варианте II угол  $\alpha$  отрицательный,

так как его направление противоположно принятому направлению поворота осевого редуктора  $\varphi_{Z_T, K}^B$ .

Заменив в (4) значение угла  $\alpha$  на  $-\alpha$ , получим выражения для определения  $\delta_{Z_T}^B$  и  $\delta_{Z_K}^B$  по варианту II:

$$\delta_{Z_T}^B = -\frac{\cos \alpha}{\sin(\alpha + \beta)} Z_T - \left[ \frac{1}{2L \sin(\alpha + \beta)} - \frac{\sin \beta \cdot \cos \alpha}{L \sin^2(\alpha + \beta)} + \frac{\cos^2 \alpha}{2L \sin^3(\alpha + \beta)} \right] Z_T^2; \quad \delta_{Z_K}^B = \frac{\cos \alpha}{\sin(\alpha + \beta)} Z_K - \left[ \frac{1}{2L \sin(\alpha + \beta)} - \frac{\sin \beta \cdot \cos \alpha}{L \sin^2(\alpha + \beta)} - \frac{\cos^2 \alpha}{2L \sin^3(\alpha + \beta)} \right] Z_K^2. \quad (5)$$

Граничные условия для определения величины углов  $\alpha$  и  $\beta$ , в пределах изменения которых справедливы формулы (4) и (5), приведены на рис. 4.

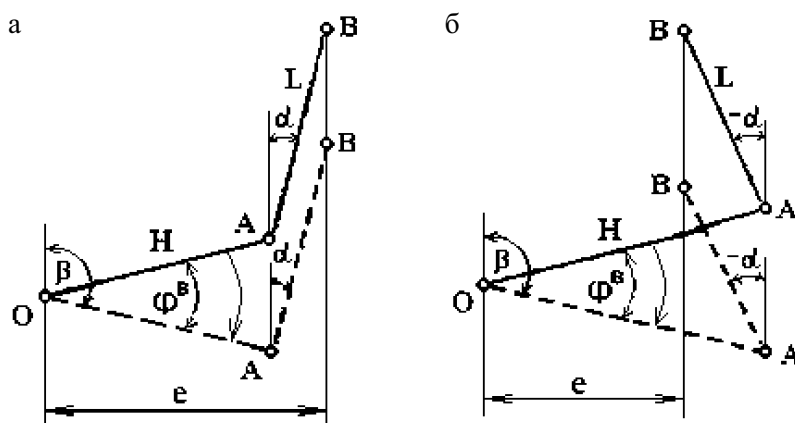


Рис. 4. Схемы расположения наклонной вертикальной тяги осевого редуктора колесной пары:

а) I вариант  $\arcsin \frac{e}{H+L} < |\beta| < 180^\circ - \arcsin \frac{e}{H+L}$ ; б) II вариант  $\arcsin \frac{e}{H} < |\beta| < 180^\circ - \arcsin \frac{e}{H}$   
 $0^\circ < |\alpha| < \arcsin \frac{e}{H+L}$   $0^\circ < |\alpha| < \arcsin \frac{H-e}{L}$

Угол поворота осевого редуктора с вертикальной тягой, вызванный вертикальными перемещениями рамы тележки  $Z_T$  и колесной пары  $Z_K$ , определяется формулами

$$\varphi_{Z_T}^B = \frac{\delta_{Z_T}^B}{H}; \quad \varphi_{Z_K}^B = \frac{\delta_{Z_K}^B}{H}. \quad (6)$$

### Анализ зависимостей кинематических параметров схем крепления вертикальных реактивных тяг осевого редуктора колесной пары

Проведем теоретические исследования вращательного перемещения угла поворота редуктора с вертикальной тягой для двух наиболее характерных для практики вариантов (рис. 4).

Зависимости  $\delta_{Z_T}^B(Z_T)$  и  $\delta_{Z_K}^B(Z_K)$  выражаются квадратичными функциями

$$\begin{aligned} \delta_{Z_T}^B &= -a_{V_Z} Z_T - b_{V_Z} Z_T^2; \\ \delta_{Z_K}^B &= a_{V_Z} Z_K - b_{V_Z} Z_K^2, \end{aligned} \quad (7)$$

где  $a_{V_Z}$ ,  $b_{V_Z}$  – коэффициенты квадратичных функций из (4) и (5), которые равны:

$$\begin{aligned} a_{V_Z} &= \frac{\cos \alpha}{\sin(\beta \mp \alpha)}; \\ b_{V_Z} &= \frac{1}{2L \sin(\beta \mp \alpha)} - \\ &= \frac{\sin \beta \cos \alpha}{L \sin^2(\beta \mp \alpha)} + \frac{\cos^2 \alpha}{2L \sin^2(\beta \mp \alpha)}. \end{aligned} \quad (8)$$

Знак «плюс» (+) соответствует варианту II, а знак «минус» (–) – варианту I схем расположения вертикальной тяги (рис. 4).

Варьируя значения углов  $\alpha$  и  $\beta$  в коэффициентах  $a_{V_Z}$  и  $b_{V_Z}$ , получим:

• при  $\alpha = 0^\circ$  и  $\beta = 90^\circ$ , а также при  $\alpha \neq 0^\circ$  и  $\beta = 90^\circ$  имеем

$$\delta_{Z_T}^B = -Z_T; \quad \delta_{Z_K}^B = Z_K. \quad (9)$$

Величина перемещения точки соединения редуктора с реактивной тягой равна вертикальному перемещению рамы тележки или колесной пары;

• при  $\alpha = 0^\circ$  ( $\alpha = idem$ ) и  $\beta \neq 90^\circ$  имеем:

$$\begin{aligned} \delta_{Z_T}^B &= -\frac{1}{\sin \beta} Z_T - \frac{\cos^2 \beta}{2L \sin^3 \beta} \cdot Z_T^2; \\ \delta_{Z_K}^B &= \frac{1}{\sin \beta} Z_K - \frac{\cos^2 \beta}{2L \sin^3 \beta} \cdot Z_K^2. \end{aligned} \quad (10)$$

Таким образом, наблюдается рост коэффициентов  $a_{V_Z}$  и  $b_{V_Z}$ , а следовательно, и значений функций  $\delta_{Z_T}^B$  и  $\delta_{Z_K}^B$ ;

• при  $\alpha \neq 90^\circ$  и  $\beta = idem$  значения  $\delta_{Z_T}^B$  и  $\delta_{Z_K}^B$  увеличиваются или уменьшаются в зависимости от варианта схемы расположения тяги;

• значения функций  $\delta_{Z_T}^B$  и  $\delta_{Z_K}^B$  в большей степени зависят от отклонения линии центров редуктора от горизонтального положения ( $\beta \neq 90^\circ$ ) при  $\alpha = idem$ , чем от отклонения реактивной тяги от вертикального положения ( $\alpha \neq 0^\circ$ ) при  $\beta = idem$ .

Это положение просматривается при анализе графиков зависимостей  $\delta_{Z_{T,K}}^B(\beta)$  при  $\alpha = 5^\circ$ , а также  $\delta_{Z_{T,K}}^B(\alpha)$  при  $\beta = 85^\circ$  для максимальных значений  $Z_T = \pm 25$  мм,  $Z_K = \pm 15$  мм и  $L = 400$  мм варианта I схемы расположения реактивной тяги редуктора (рис. 5).

Отметим, что смещение  $m$  оси симметрии параболы от начала координат квадратичных зависимостей  $\delta_{Z_T}^B(Z_T)$  и  $\delta_{Z_K}^B(Z_K)$ , согласно (7), равно

$$m = \left[ \frac{L \cdot \cos \alpha}{1 - \frac{\cos \alpha}{\sin(\beta \mp \alpha)} \left( 2 \sin \beta - \frac{\cos \alpha}{\sin(\beta \mp \alpha)} \right)} \right]. \quad (11)$$

При  $\alpha = 0^\circ$

$$m = |L \cdot \operatorname{tg}^2 \beta|. \quad (12)$$

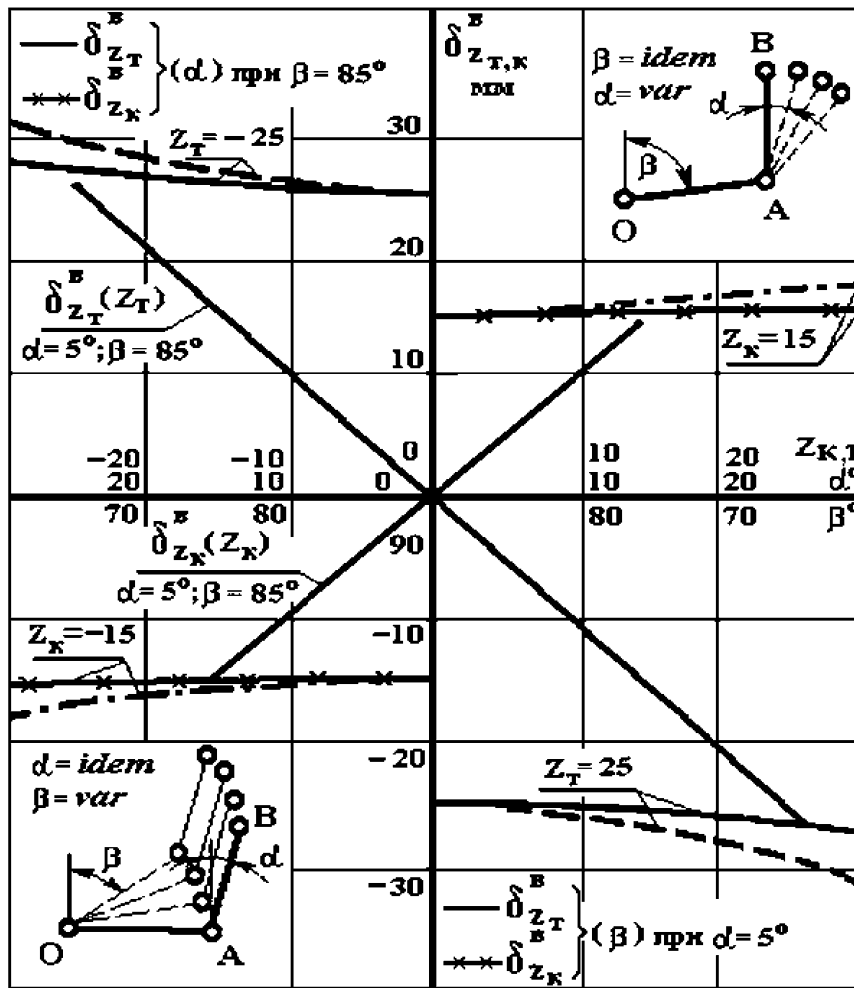


Рис. 5. Графики зависимостей  $\delta_{Z_T, K}^B(\alpha)$  и  $\delta_{Z_T, K}^B(\beta)$  для вертикальной реактивной тяги осевого редуктора колесной пары при различных параметрах перемещений ( $Z_T = \pm 25$  мм,  $Z_K = \pm 15$  мм,  $L = 400$  мм,  $\alpha = 5^\circ$ ,  $\beta = 85^\circ$ )

Так как при вертикальной реактивной тяге  $\alpha \rightarrow 0^\circ$  и  $\beta \rightarrow 90^\circ$ , а длина реактивной тяги  $L \gg |Z_{T, K}^0|$ , из (11) и (12) следует, что

$$m \gg |Z_{T, K}^0|. \quad (13)$$

Ось симметрии в этом случае смещена от начала координат на величину значительно бóльшую, чем максимальные значения вертикальных перемещений рамы тележки и колесной пары. Значения функций  $\delta_{Z_T}^B$  и  $\delta_{Z_K}^B$  при выполнении условия (13) располагаются на участке одной из ветвей параболы, значительно удаленном от ее вершины. Следовательно, при определении величины перемещения точ-

ки соединения осевого редуктора с вертикальной реактивной тягой достаточно учитывать только линейный член функциональных зависимостей (7). Приведенные на рис. 5 графики зависимостей  $\delta_{Z_T}^B(Z_T)$  и  $\delta_{Z_K}^B(Z_K)$ , построенные по выражениям (7), подтверждают это.

### Выводы

Таким образом, в результате полученных аналитических зависимостей и анализа построенных графиков, можно сделать следующие выводы:

1. Выражения для определения угла поворота редуктора с вертикальной тягой от вертикальных перемещений рамы тележки и колесной пары:

$$\varphi_{Z_T}^B = -\frac{a_{hZ}}{H} Z_T; \quad \varphi_{Z_K}^B = \frac{a_{hZ}}{H} Z_K;$$

2. Скорость и ускорение вращательного перемещения редуктора, вызванные вертикальными перемещениями рамы тележки и колесной пары, определяются по выражениям

$$\dot{\varphi}_{Z_T}^B = -\frac{a_{hZ}}{H} \dot{Z}_T; \quad \ddot{\varphi}_{Z_T}^B = -\frac{a_{hZ}}{H} \ddot{Z}_T;$$

$$\dot{\varphi}_{Z_K}^B = \frac{a_{hZ}}{H} \dot{Z}_K; \quad \ddot{\varphi}_{Z_K}^B = \frac{a_{hZ}}{H} \ddot{Z}_K;$$

3. Суммарный угол поворота редуктора, вызванный одновременными вертикальными перемещениями рамы тележки и колесной парой, определяется по формуле

$$\varphi_Z^B = \frac{a_{hZ}}{H} (Z_K - Z_T); \quad (14)$$

4. Скорость и ускорение вращательного перемещения редуктора определяется как первая и вторая производная от выражения (14) по времени.

### Библиографический список

1. Бирюков И. В. Динамика и прочность привода / И. В. Бирюков // Сб. науч. тр. МИИТ. – 1960. – Вып. 121.
2. Палкин А. П. Дизельные поезда. Устройство, эксплуатация, ремонт и устранение неисправностей / А. П. Палкин, Б. М. Лернер и др. – М. : Транспорт, 1970. – 310 с.
3. Шацилло А. А. Тяговый привод электроподвижного состава / А. А. Шацилло. – М. : МПС, 1961.

УДК 625.032.32

**А. М. Орлова, А. А. Воробьев, А. В. Саидова**

Петербургский государственный университет путей сообщения  
Императора Александра I

**Д. Е. Керенцев**

АО «Выксунский металлургический завод»

### ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ КОНТАКТА КОЛЕСА С РЕЛЬСОМ ДЛЯ РАЗЛИЧНЫХ УСЛОВИЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ ПОЛУВАГОНА

Представлены результаты расчетов параметров контактного взаимодействия колес грузового вагона с рельсами Р65 (темпа износа колес, площадей пятен контакта колес с рельсами, мощностей сил трения в пятнах контакта) для различных эксплуатационных условий на сети дорог ОАО «РЖД». Группы эксплуатационных условий выбраны на основе методики ранжирования характеристик главных путей дорог в плане и профиле. Установлены количественные значения параметров контактного взаимодействия, произведен их сравнительный анализ для рассматриваемых условий.

Грузовой вагон, контакт колесо – рельс, площадь пятна контакта, износ колеса, мощность сил трения.