

## **Определение передаточных чисел тормозных рычажных передач.**

### **Содержание**

1. Определение передаточного числа симметричной тормозной рычажной передачи четырехосного вагона с одним тормозным цилиндром. .... 1
2. Определение передаточного числа несимметричных тормозных рычажных передач четырехосных вагонов-хопперов с одним тормозным цилиндром..... 3
3. Определение передаточного числа тормозных рычажных передач четырехосных вагонов с потележечным торможением. .... 6
4. Определение передаточного числа тормозных рычажных передач восьмиосных вагонов..... 7

Передаточным числом тормозной рычажной передачи называют отношение суммы сил действительных нажатий колодки на колесо, к усилию развиваемому на штоке тормозного цилиндра без учета потерь в элементах тормозной рычажной передачи.

$$n_{\text{трп}} = \frac{\sum K_{\delta}}{F_{\text{шт}} \cdot \eta_{\text{трп}}}; \quad (1)$$

где  $n_{\text{трп}}$  – передаточное число тормозной рычажной передачи;

$\sum K_{\delta}$  – сумма действительных сил нажатия колодок на колеса вагона от одного тормозного цилиндра;

$\eta_{\text{трп}}$  – коэффициент полезного действия тормозной рычажной передачи.

Передаточное число тормозной рычажной передачи определяется исходя из методов подробно рассматриваемых в «Теории механизмов и машин». Согласно данной методике сумма моментов внешних сил, действующих на рычаг, будет равна нулю при любой выбранной точке поворота.

### **1. Определение передаточного числа симметричной тормозной рычажной передачи четырехосного вагона с одним тормозным цилиндром.**

Рассмотрим схему симметричной тормозной рычажной передачи четырехосного грузового вагона, показанную на рисунке 1.

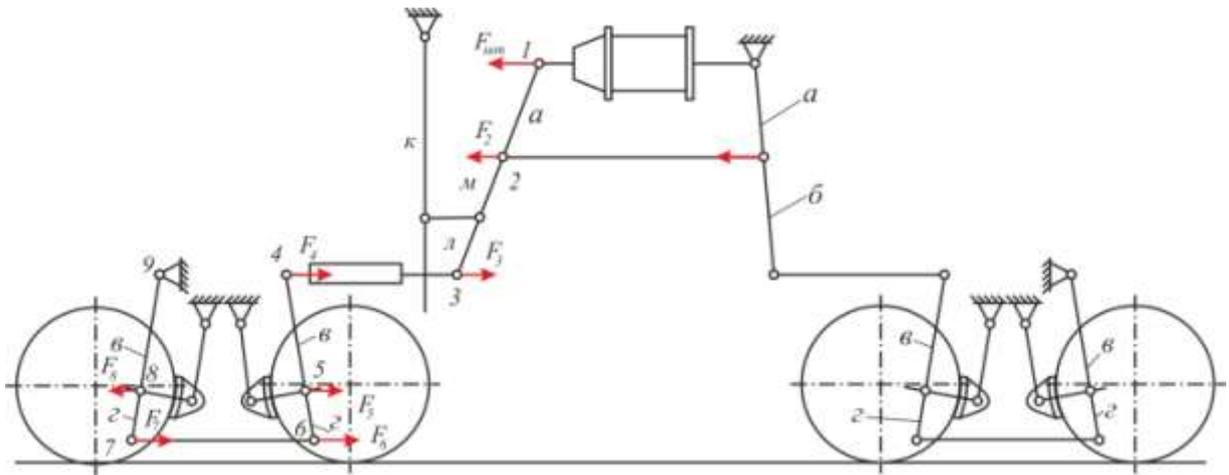


Рисунок 1. Образование сил в симметричной тормозной рычажной передаче четырехосного грузового вагона.

В данной схеме цифрами 1-9 показаны шарниры, через которые осуществляется взаимодействие элементов передач. Индексы усилий обозначают номер шарнира относительно которого они приложены.

Рассмотрим горизонтальный рычаг с шарнирами 1-3.

Для определения сил, в шарнирах данного рычага составим уравнение равенства нулю моментов действующих на рычаг, приняв в качестве точки поворота шарнир 2. Данная точка выбрана с целью исключения из уравнения силы в шарнире 2. Получим следующее соотношение:

$$\sum M_2 = 0; F_{ум} \cdot a - F_3 \cdot б = 0. \quad (2)$$

Тогда, усилие в шарнире 3 равно:

$$F_3 = F_{ум} \cdot \frac{a}{б}. \quad (3)$$

Так как усилие возвратных пружин авторегулятора тормозных рычажных передач было учтено ранее, а на гладкую тягу 3-4 действуют две продольные силы в шарнирах 3 и 4, то очевидно, что они равны, т.е.

$$F_4 = F_3 = F_{ум} \cdot \frac{a}{б}. \quad (4)$$

Для определения усилия в шарнире 5 вертикального рычага 4-6, составим уравнение моментов для данного рычага относительно шарнира б.

$$\sum M_б = 0; F_4 \cdot (в + з) - F_5 \cdot з = 0. \quad (5)$$

Из выражения (5) с учетом (4) получим

$$F_5 = F_4 \cdot \frac{в + з}{з} = F_{ум} \cdot \frac{a}{б} \cdot \frac{в + з}{з}. \quad (6)$$

С учетом того, что усилие  $F_5$  передается через триангель (рисунок 2) на две колодки, расположенные под углом  $\alpha$ , то сила, действующая на одну тормозную колодку, может быть определена из соотношения:

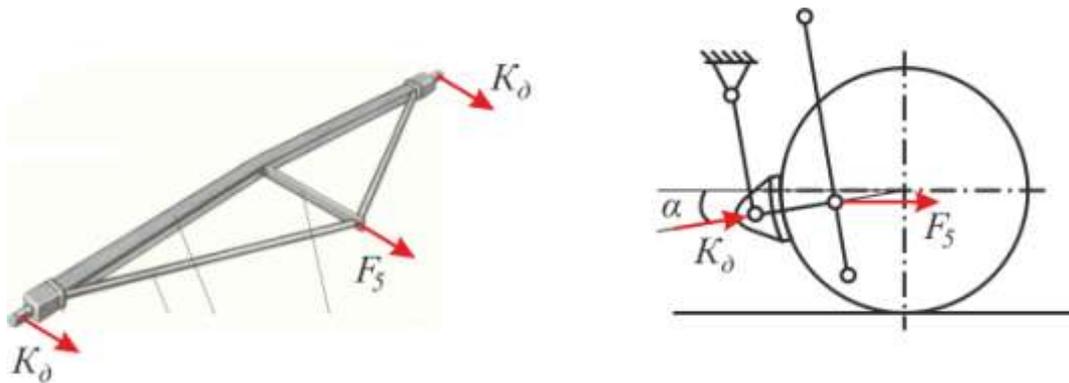


Рисунок 2. Передача усилия через триангель на тормозную колодку.

$$K_{\delta} = \frac{1}{2} \cdot F_3 \cdot \cos \alpha . \quad (7)$$

С учетом соотношения (6) выражение (7) можно записать в следующем виде:

$$K_{\delta} = \frac{1}{2} \cdot F_{ум} \cdot \frac{a}{b} \cdot \frac{b+z}{z} \cdot \cos \alpha . \quad (8)$$

Для всех рассматриваемых тормозных рычажных передач угол  $\alpha=10^{\circ}$ .

С помощью несложных преобразований можно доказать, что и для остальных колодок данного вагона усилие прижатия будет определяться по той же зависимости. Таким образом, после подстановки усилия  $K_{\delta}$  в зависимость (1) получим следующее значение передаточного отношения для данного типа тормозной рычажной передачи

$$n_{прп} = \frac{m_k}{2} \cdot \frac{a}{b} \cdot \frac{b+z}{z} \cdot \cos \alpha . \quad (9)$$

где  $m_k$  – число тормозных колодок, приводимых в действие от одного тормозного цилиндра.

## ***2. Определение передаточного числа несимметричных тормозных рычажных передач четырехосных вагонов-хопперов с одним тормозным цилиндром.***

Схема несимметричной тормозной рычажной передачи вагона-хоппера для перевозки окатышей (рисунок 3) будет существенно отличаться от приведенной выше.

Для определения передаточного отношения данной тормозной рычажной передачи будем использовать те же подходы, что и в предыдущем случае.

Составив уравнение равновесия всех моментов для шарнира 2, получим следующие соотношения:

$$\sum M_2 = 0; F_{ум} \cdot a - F_3 \cdot b = 0 . \quad (10)$$

Тогда, усилие в шарнирах 3 и 4 равно:

$$F_4 = F_3 = F_{ум} \cdot \frac{a}{b}. \quad (11)$$

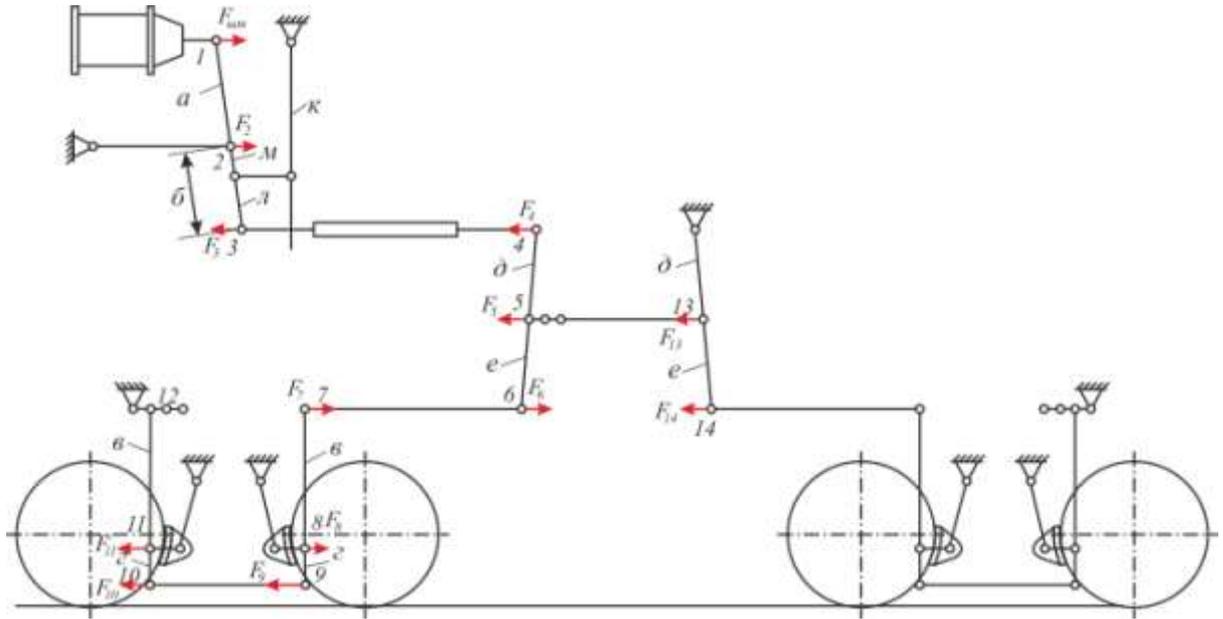


Рисунок 3. Образование сил в несимметричной тормозной рычажной передаче четырехосного грузового вагона-хоппера для перевозки окатышей.

Усилие в шарнире 6 определится из условия равенства нулю моментов относительно шарнира 5:

$$\sum M_5 = 0; F_4 \cdot d - F_6 \cdot e = 0. \quad (12)$$

После элементарных преобразований получим

$$F_7 = F_6 = F_4 \cdot \frac{d}{e} = F_{ум} \cdot \frac{a}{b} \cdot \frac{d}{e}. \quad (13)$$

По аналогии с предыдущим случаем, усилие в шарнире 8 можно определить из условия равенства нулю моментов относительно точки 9:

$$\sum M_9 = 0; F_7 \cdot (b + z) - F_8 \cdot z = 0. \quad (14)$$

Проведя преобразования аналогичные случаю симметричной тормозной рычажной передачи получим

$$F_8 = F_7 \frac{b + z}{z} = F_{ум} \cdot \frac{a}{b} \cdot \frac{d}{e} \cdot \frac{b + z}{z}. \quad (15)$$

Передача силы прижатия от триангеля к колесу (см. рисунок 2) осуществляется, так же как и предыдущем случае и равно:

$$K_\delta = \frac{1}{2} \cdot F_8 \cdot \cos \alpha = F_{ум} \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{a}{b} \cdot \frac{d}{e} \cdot \frac{b + z}{z} \cdot \cos \alpha. \quad (16)$$

Следовательно, для схемы тормозной рычажной передачи, показанной на рисунке 8 передаточное отношение равно:

$$n_{mpn} = \frac{m_k}{2} \cdot \frac{a}{b} \cdot \frac{d}{e} \cdot \frac{v+z}{z} \cdot \cos \alpha. \quad (17)$$

Второй вариант схемы тормозной рычажной передачи четырехосных вагонов-хопперов имеет существенные отличия от приведенной выше и показан на рисунке 4.

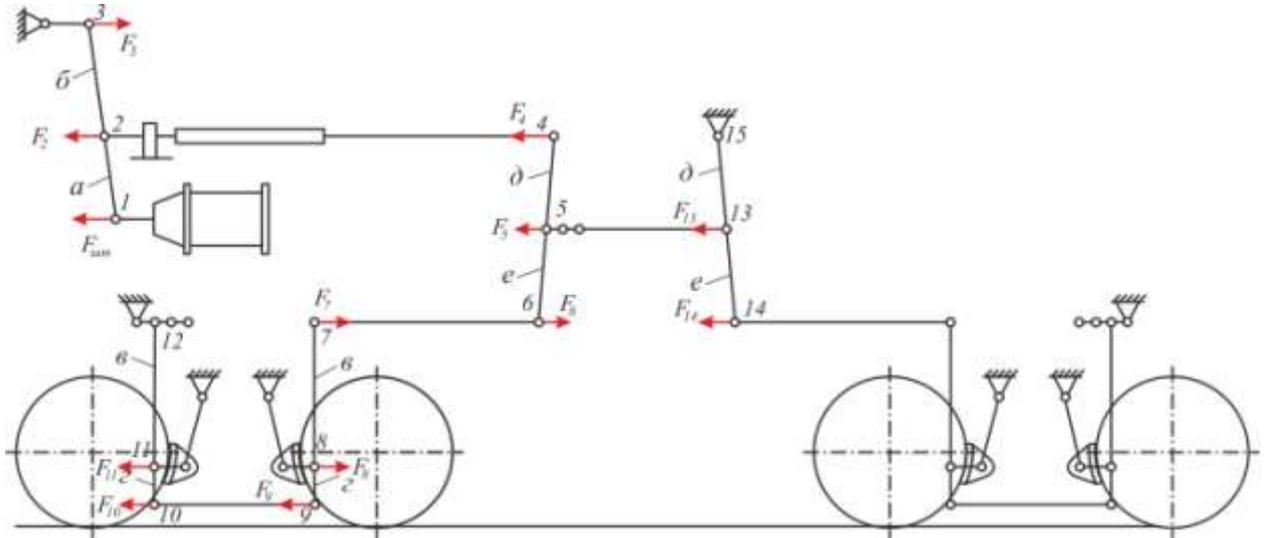


Рисунок 4. Образование сил в тормозной рычажной передаче четырехосных вагонов-хопперов для перевозки цемента.

Используя те же подходы, что и в предыдущем случае определим передаточное число для данной тормозной рычажной передачи.

Составив уравнение равновесия всех моментов для шарнира 3, получим следующие соотношения:

$$\sum M_3 = 0; F_{ум} \cdot (a + b) - F_2 \cdot b = 0. \quad (18)$$

Тогда, усилие в шарнирах 2 и 4 равно:

$$F_4 = F_2 = F_{ум} \cdot \frac{a + b}{b}. \quad (19)$$

В остальном схема рассматриваемой тормозной рычажной передачи практически повторяет приведенную на рисунке 8 и проведя аналогичные рассмотренным выше преобразованиям можно получить следующие соотношения:

$$F_8 = F_{ум} \cdot \frac{a + b}{b} \cdot \frac{d}{e} \cdot \frac{v + z}{z}; \quad (20)$$

$$K_\delta = \frac{1}{2} \cdot F_8 \cdot \cos \alpha = F_{ум} \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{a + b}{b} \cdot \frac{d}{e} \cdot \frac{v + z}{z} \cdot \cos \alpha; \quad (21)$$

$$n_{mpn} = \frac{m_k}{2} \cdot \frac{a + b}{b} \cdot \frac{d}{e} \cdot \frac{v + z}{z} \cdot \cos \alpha. \quad (22)$$

Как видно, отличие от предыдущего случая будет заключаться только в одной части дроби ( $\frac{a+b}{b}$  взамен  $\frac{a}{b}$ ).

### 3. Определение передаточного числа тормозных рычажных передач четырехосных вагонов с потележечным торможением.

Рассматривая схему тормозной рычажной передачи вагонов с потележечным торможением, приведенную на рисунке 5 можно увидеть, что она отличается от схемы, показанной на рисунке 1 только отсутствием механической связи между двумя тележками и наличием двух тормозных цилиндров.

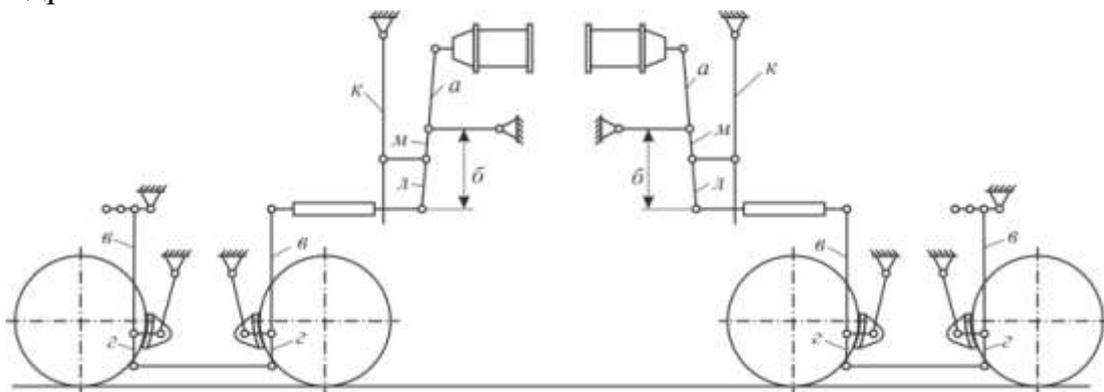


Рисунок 5. Схема тормозной рычажной передачи при потележечном торможении четырехосных грузовых вагонов.

Следовательно, как и в случае симметричной тормозной рычажной передачи, передаточное число тормозной рычажной передачи равно

$$n_{\text{трп}} = \frac{m_{\text{к}}}{2} \cdot \frac{a}{b} \cdot \frac{b+z}{z} \cdot \cos \alpha. \quad (23)$$

Единственным отличием является тот факт, что число колодок  $m_{\text{к}}$  прижимаемых от одного тормозного цилиндра в данном случае равно 4, а не 8 как предыдущих случаях.

Для четырехосных вагонов-хопперов, с потележечным торможением схема тормозной рычажной передачи имеет вид, показанный на рисунке 6.

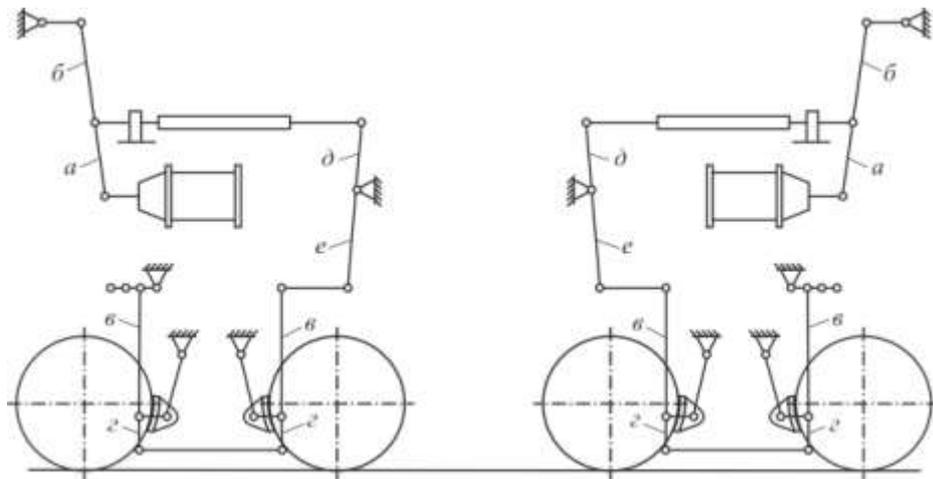


Рисунок 6. Схема тормозной рычажной передачи четырехосного грузового вагона-хоппера с потележечным торможением.

Как видно из рисунка, схема он практически аналогична показанной на рисунке 4, с той лишь разницей, что от одного цилиндра приводится в действие одна тележка. Следовательно, и передаточное число будет определяться по той же зависимости.

$$n_{\text{тпр}} = \frac{m_{\text{к}}}{2} \cdot \frac{a+b}{b} \cdot \frac{d}{e} \cdot \frac{v+z}{z} \cdot \cos \alpha. \quad (24)$$

Как и в предыдущем случае, один тормозной цилиндр воздействует на 4 тормозные колодки ( $m_{\text{к}}=4$ ).

#### 4. Определение передаточного числа тормозных рычажных передач восьмиосных вагонов.

Более сложными для рассмотрения являются схемы восьмиосных вагонов, показанные на рисунках 7 и 8.

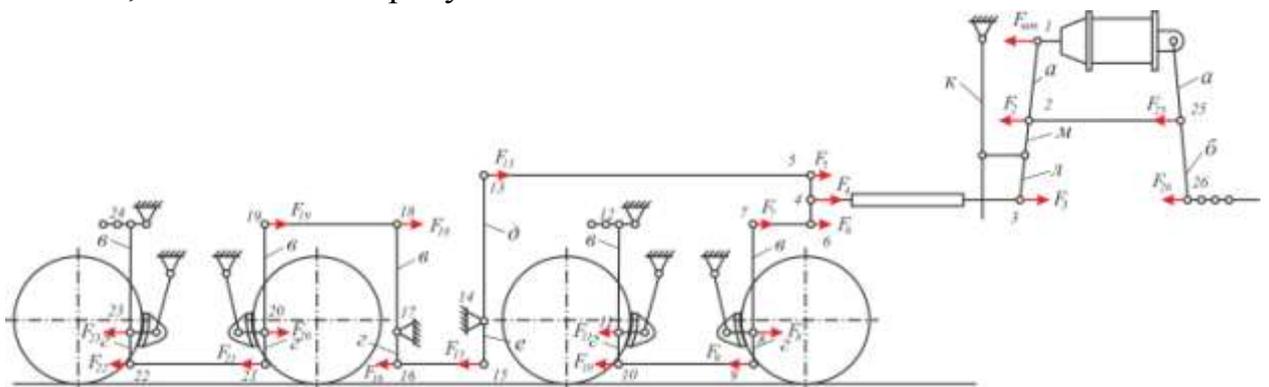


Рисунок 7. Схема образования сил в тормозной рычажной передаче восьмиосного полувагона с одним тормозным цилиндром.

Применяя те же подходы, что и ранее возьмем за точку поворота шарнир 2 и получим соответствующее уравнение:

$$\sum M_2 = 0; F_3 \cdot b - F_{um} \cdot a = 0. \quad (25)$$

Следовательно, усилия в шарнирах 3 и 4 равны

$$F_4 = F_3 = F_{um} \cdot \frac{a}{b}. \quad (26)$$

С учетом того, что расстояния от шарниров 5 и 6 до шарнира 4 равны, можно записать, что

$$F_5 = F_6 = \frac{1}{2} \cdot F_4 = \frac{1}{2} \cdot F_{um} \cdot \frac{a}{b}. \quad (27)$$

Этой же величине будут равны усилия в шарнирах 7 и 13.

Приняв в качестве точки поворота шарнир 9, получим, что усилие в шарнире 8 равно:

$$F_8 = F_7 \cdot \frac{b+z}{z} = \frac{1}{2} \cdot F_{um} \cdot \frac{a}{b} \cdot \frac{b+z}{z}. \quad (28)$$

Вернувшись к рисунку 7, для двух ближайших к тормозному цилиндру колесных пар получим следующее значение силы прижатия колодки к колесу

$$K_{\partial} = \frac{1}{2} \cdot F_8 \cdot \cos \alpha = \frac{1}{4} F_{um} \cdot \frac{a}{b} \cdot \frac{b+z}{z} \cdot \cos \alpha. \quad (29)$$

Для определения силы прижатия дальних от тормозного цилиндра колесных пар необходимо рассмотреть в качестве точки поворота сначала шарнир 14, получив следующие соотношения

$$\sum M_{14} = 0; F_{15} \cdot e - F_{13} \cdot \partial = 0; \quad (30)$$

$$F_{16} = F_{15} = F_{13} \cdot \frac{\partial}{e} = \frac{1}{2} \cdot F_{um} \cdot \frac{a}{b} \cdot \frac{\partial}{e}. \quad (31)$$

Рассмотрев в качестве центра поворота шарнир 17, получим соотношения для шарниров 18 и 19.

$$F_{18} \cdot b - F_{16} \cdot z = 0; \quad (32)$$

$$F_{19} = F_{18} = F_{16} \cdot \frac{z}{b} = \frac{1}{2} \cdot F_{um} \cdot \frac{a}{b} \cdot \frac{\partial}{e} \cdot \frac{z}{b}. \quad (33)$$

Приняв в качестве центра поворота шарнир 21, получим следующее выражение для усилия на шарнире 20:

$$F_{20} \cdot z - F_{19} \cdot (b+z) = 0; \quad (34)$$

$$F_{20} = F_{19} \cdot \frac{b+z}{z} = \frac{1}{2} \cdot F_{um} \cdot \frac{a}{b} \cdot \frac{\partial}{e} \cdot \frac{z}{b} \cdot \frac{b+z}{z} = \frac{1}{2} \cdot F_{um} \cdot \frac{a}{b} \cdot \frac{\partial}{e} \cdot \frac{b+z}{b}. \quad (35)$$

Вернувшись к рисунку 7, для двух дальних от тормозного цилиндра колесных пар получим следующее значение силы прижатия колодки к колесу

$$K_{\partial} = \frac{1}{2} \cdot F_{20} \cdot \cos \alpha = \frac{1}{4} F_{um} \cdot \frac{a}{b} \cdot \frac{\partial}{e} \cdot \frac{b+z}{b} \cdot \cos \alpha. \quad (36)$$

Таким образом, общее передаточное число данной тормозной рычажной передачи может быть определено из соотношения

$$n_{\text{тпрп}} = \frac{\sum K_{\partial}}{F_{\text{ум}}} = \frac{\frac{m_{\kappa}}{2} \cdot \frac{1}{4} \cdot F_{\text{ум}} \cdot \frac{a}{b} \cdot \frac{v+z}{z} \cdot \cos \alpha + \frac{m_{\kappa}}{2} \cdot \frac{1}{4} \cdot F_{\text{ум}} \cdot \frac{a}{b} \cdot \frac{\partial}{e} \cdot \frac{v+z}{v} \cdot \cos \alpha}{F_{\text{ум}}}.$$

После элементарных преобразований данное выражение примет вид:

$$n_{\text{тпрп}} = \frac{m_{\kappa}}{8} \cdot \left( \frac{a}{b} \cdot \frac{v+z}{z} + \frac{a}{b} \cdot \frac{\partial}{e} \cdot \frac{v+z}{v} \right) \cdot \cos \alpha. \quad (37)$$

При рассмотрении схемы тормозной рычажной передачи восьмиосной цистерны, показанной на рисунке 8, можно заметить, что данная схема практически идентична схеме восьмиосного полувагона за исключением дополнительного рычага, образуемого плечами *ж* и *з*.

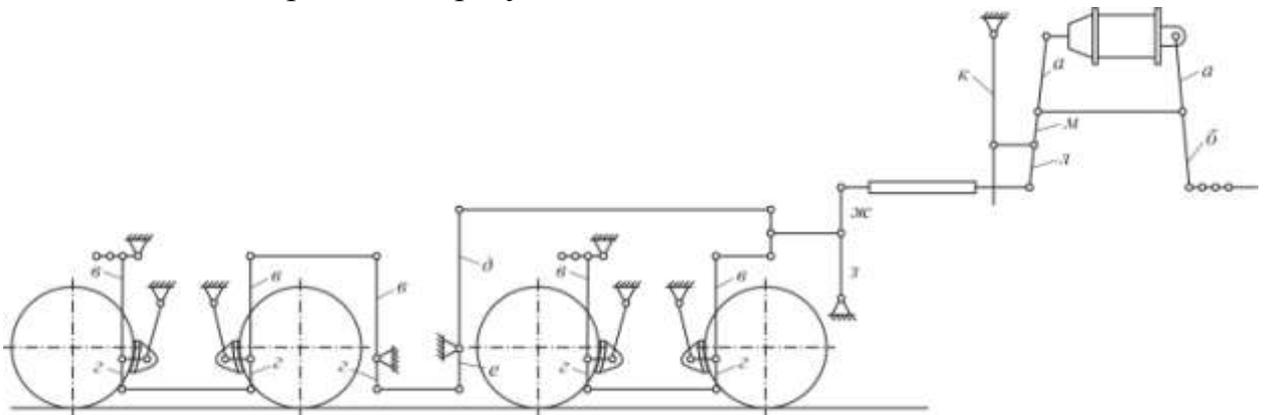


Рисунок 8. Схема образования сил в тормозной рычажной передаче восьмиосной цистерны с одним тормозным цилиндром.

Следовательно, передаточное число данной тормозной рычажной передачи может быть получено путем умножения отношения  $\frac{\text{ж} + \text{з}}{3}$  на выражение (37).

$$n_{\text{тпрп}} = \frac{m_{\kappa}}{8} \cdot \left( \frac{a}{b} \cdot \frac{\text{ж} + \text{з}}{3} \cdot \frac{v+z}{z} + \frac{a}{b} \cdot \frac{\text{ж} + \text{з}}{3} \cdot \frac{\partial}{e} \cdot \frac{v+z}{v} \right) \cdot \cos \alpha. \quad (38)$$