

разрушения приобретают другие виды: продольного разрушения или пирамид без усечения, что является предметом следующих публикаций.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Барон Л.И. Горнотехнологическое породоведение. – М.: Наука, 1977. – 324 с.
2. Васильев Д.Л. Определение влияния внутреннего и внешнего трения горных пород на их прочность при одноосном сжатии. Дисс. канд. техн. наук. – Днепропетровск, 2002. – 145 с.
3. Васильев Л.М., Васильев Д.Л. Дифференциальное уравнение предельного состояния деформируемого твердого материала с учетом внутреннего и внешнего трения // Геотехническая механика, выпуск 41. - Днепропетровск, 2003. – С. 145-152.
4. Васильев Л.М., Васильев Д.Л. Метод расчета предела прочности горных пород на одноосное сжатие при линейной связи между контактными напряжениями// Геотехническая механика, выпуск 42.-Днепропетровск, 2003. –с 48 – 55.
5. Биргер И.А., Мавлютов Р.Р. Сопротивление материалов. М.: Наука, 1986. –560 с.
6. Справочник (кадастр) физических свойств горных пород. - М.: Недра, 1975. – 277 с.

УДК 622.647.2

Р.В. Кирия, Т.Ф. Мищенко, Р.Г. Павленко

ОБ ОПРЕДЕЛЕНИИ КОЭФФИЦИЕНТА СОПРОТИВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЮ ЛЕНТЫ КОНВЕЙЕРА ПО РОЛИКООПОРАМ

Рассмотрен вопрос о коэффициенте сопротивления движению ленты по роликоопорам ленточного конвейера. Найдены аналитические зависимости коэффициента сопротивления от параметров конвейера. Полученные результаты достаточно хорошо согласуются с опытными данными.

TOWARDS DEFINING THE COEFFICIENT OF RESISTANCE TO THE MOTION OF THE CONVEYER BELT ON THE ROLLER BEARINGS

The question under consideration deals with the coefficient of resistance to the motion of the belt on the roller bearings of the belt conveyer. The analytic dependences of the resistance coefficient upon the conveyer parameters were found. Obtained results coordinate well with the experimental data.

В связи с выполнением программы "Энергосбережение и надежность горного производства", выполняемой с 2000 года по Постановлению Президиума НАН Украины, возникла проблема создания эффективно работающего горного транспорта на угольных предприятиях. Как показал опыт эксплуатации конвейерного транспорта на шахтах Украины, наибольшие потери энергии при транспортировании угля возникают при движении ленты конвейера по роликоопорам.

Поэтому определение коэффициента сопротивления движению ленты конвейера по роликоопорам является важной задачей при проектировании и управлении работой ленточного конвейера с помощью ЭВМ. Этим вопросом занимались многие исследователи [1-7].

В результате были выделены основные составляющие силы сопротивления движению ленты по роликоопорам ленточного конвейера. Кроме того, были найдены зависимости этих составляющих от различных параметров. Однако эти зависимости были получены, в основном, по результатам обработки эмпи-

рических данных, а аналитического определения коэффициента сопротивления в общем случае не существует.

В данной статье сделана попытка определения коэффициента сопротивления аналитически. При этом количество эмпирических коэффициентов сведено до минимума.

Рассмотрим движение плоской ленты по ролику (рис. 1). Сила сопротивления движению ленты конвейера по ролику направлена против движения ленты и равна [1]

$$W'_c = (q_l + q_z) \omega_c l, \quad (1)$$

где q_l, q_z – погонный вес ленты и груза соответственно, кг/м; ω_c – коэффициент сопротивления движению ленты по роликам грузовой ветви; l – расстояние между роlikоопорами, м.

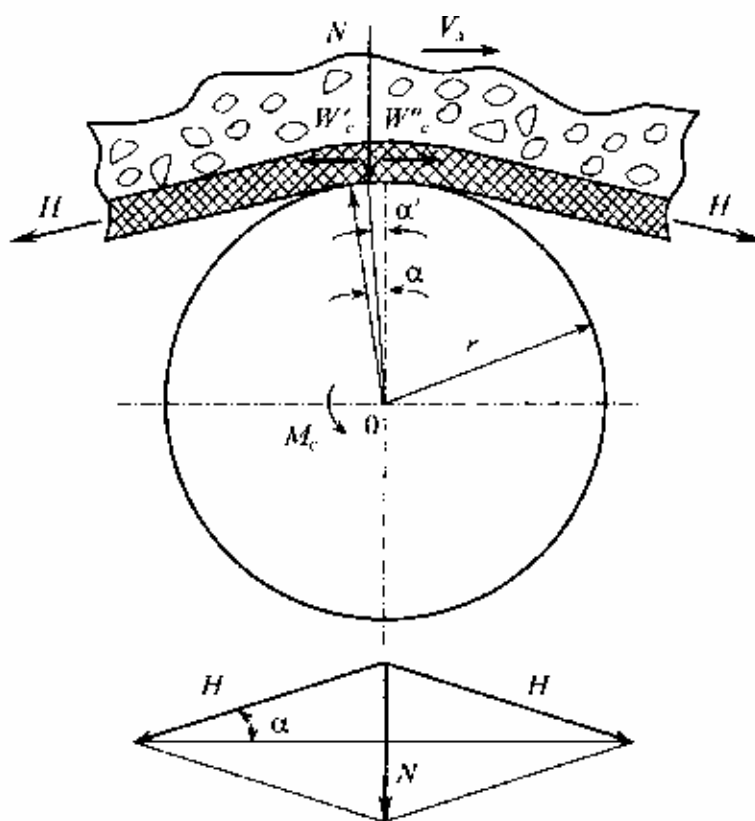


Рис. 1 – Расчетная схема определения коэффициента сопротивления качению ролика по ленте с грузом

Если предположить, что лента неподвижна, а ролик катится по ленте, то сила сопротивления движению ролика по ленте направлена противоположно W'_c и равна [8] (см. рис. 1)

$$W''_c = kN, \quad (2)$$

где k – коэффициент сопротивления движению ролика по ленте конвейера; N – нормальная нагрузка на ролик со стороны ленты и груза, Н.

Нормальная нагрузка на ролик со стороны ленты и груза с учетом динамической составляющей силы равна [9]

$$N = (q_z + q_n)l \left(1 + \frac{q_z + q_n}{gH} V_n^2 \right). \quad (3)$$

Подставляя (3) в (2) получим

$$W_c'' = k(q_z + q_n)l \left(1 + \frac{q_z + q_n}{gH} V_n^2 \right). \quad (4)$$

Учитывая, что $W_c' = W_c''$, из (1) и (4) имеем

$$\omega_c = k \left(1 + \frac{q_z + q_n}{gH} V_n^2 \right). \quad (5)$$

Коэффициент сопротивления движению ролика по ленте можно представить как сумму коэффициента сопротивления при качении ролика по ленте конвейера k_1 и коэффициента сопротивления в подшипниках ролика k_2

$$k = k_1 + k_2. \quad (6)$$

Согласно [6], коэффициент k_2 для роликов конвейера изменяется в пределах 0,004-0,006.

Определим коэффициент сопротивления при качении ролика по ленте конвейера k_1 .

Сопротивление при качении ролика по ленте конвейера обусловлено тем, что равнодействующая приложенной к ролику нагрузки N со стороны ленты и груза смещена на некоторую величину δ относительно оси вращения ролика в направлении, противоположном движению конвейерной ленты [10].

Из условия равновесия моментов силы нормального давления на ролик N , силы сопротивления при движении ролика по ленте и момента сопротивления в подшипниках ролика M_c относительно центра ролика имеем

$$W_c'' \cdot r = M_c + \delta \cdot N, \quad (7)$$

где δ – коэффициент трения качения ролика по ленте конвейера, м; r – радиус ролика, м.

Момент сопротивления в подшипниках ролика равен

$$M_c = k_2 N \cdot r. \quad (8)$$

Подставляя (2), (8) в (7), после преобразования с учетом (6) получим

$$k_1 = \frac{\delta}{r}. \quad (9)$$

Из рисунка 1 имеем

$$\delta = r \sin \alpha', \quad (10)$$

где α' – центральный угол, на который сдвинута нормальная нагрузка N относительно вертикальной оси ролика (см. рис. 1), рад.

Подставляя (10) в (9), получим

$$k_1 = \sin \alpha', \quad (11)$$

Как показали эксперименты, величина угла α' не превышает 1-2°, а коэффициент сопротивления k_1 изменяется в пределах 0,017-0,035 [1].

Так как нормальная сила N , действующая на ролик, является равнодействующей сил натяжения ленты H , то из векторного треугольника сил (см. рис. 1) имеем

$$\sin \alpha = \frac{N}{2H}, \quad (12)$$

где α – половина угла обхвата ролика лентой.

При больших натяжениях ленты конвейера $\frac{(q_z + q_n)l}{H} < 0,07$ угол обхвата лентой ролика мал ($\alpha < 2^\circ$), поэтому

$$\alpha \cong \alpha'.$$

С учетом (12) получим

$$k_1 = \frac{N}{2H}. \quad (13)$$

Подставим (3) в (13), получим

$$k_1 = \frac{(q_2 + q_l)l}{2H} \left(1 + \frac{q_2 + q_l}{gH} V_l^2 \right). \quad (14)$$

Следовательно, при больших натяжениях ленты конвейера с увеличением погонной нагрузки коэффициент сопротивления качению ролика по ленте увеличивается, а с увеличением натяжения ленты уменьшается и в пределе стремится к нулю.

Кроме того, для больших натяжений ленты коэффициент сопротивления качению ролика по ленте не зависит от свойств ленты и груза.

Рассмотрим влияние углов наклона боковых роликов на силу сопротивления при движении ленты по роликоопорам конвейера.

Из [1] следует, что в большинстве случаев наиболее выгодными являются трехроlikовые опоры с углами наклона боковых роликов, находящимися в диапазоне 20-40°.

Предположим, что желобчатая лента с грузом неподвижна, а вдоль нее движется роликоопора с постоянной скоростью (рис. 2). Лента представляет собой упругий слой, подверженный сжатию по закону Гука.

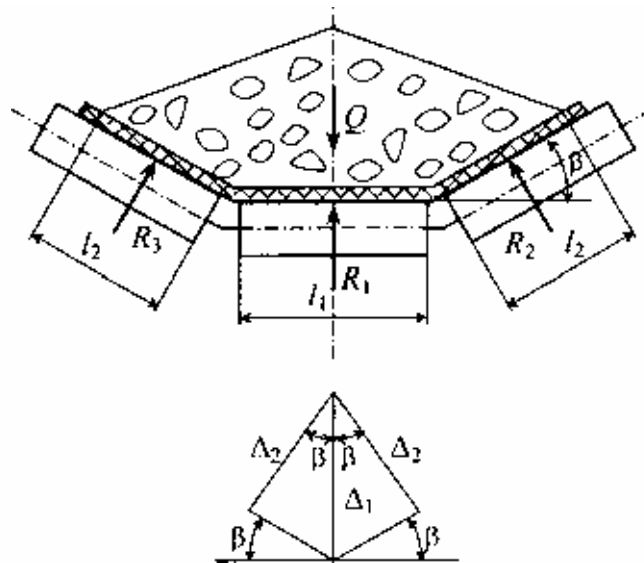


Рис. 2. – Расчетная схема определения силы сопротивления при движении ленты с грузом по роликоопоре

Груз и лента находятся симметрично относительно оси роликоопор. Поэтому сила тяжести ленты и груза Q , действующая на роликоопору, проходит по оси симметрии роликоопоры и направлена вниз. Эта сила тяжести уравновешена реакциями центрального R_1 и боковых роликов R_2 и R_3 , направленных перпендикулярно к поверхности ленты конвейера. При этом касательными составляющими реакций боковых роликов пренебрегаем из-за их малости по сравнению с нормальными составляющими.

Спроектировав все силы на вертикальную и горизонтальную оси, из условия равновесия получим

$$\begin{cases} Q = R_1 + R_2 \cos\beta + R_3 \cos\beta; \\ R_2 \sin\beta - R_3 \sin\beta = 0, \end{cases} \quad (15)$$

где β – угол наклона боковых роликов.

Из второго равенства системы (15) имеем

$$R_2 = R_3.$$

Тогда

$$Q = R_1 + 2R_2 \cos\beta. \quad (16)$$

Согласно закону Гука, силы реакции роликоопор можно определить через деформации ленты по формулам:

$$R_1 = cl_1\Delta_1; \quad R_2 = cl_2\Delta_2, \quad (17)$$

где c – модуль упругости ленты конвейера на сжатие, Н/м²; l_1 – длина центрального ролика, м; l_2 – длина загруженной части бокового ролика, м; Δ_1, Δ_2 – упругие деформации ленты со стороны центрального и боковых роликов, соответственно, м.

Согласно рисунку 2, условие совместности деформации имеет вид:

$$\Delta_2 = \Delta_1 \cos\beta. \quad (18)$$

Подставляя (17) в (16) с учетом (18), получим

$$\Delta_1 = \frac{Q}{c(l_1 + 2l_2 \cos^2 \beta)}.$$

Следовательно

$$R_1 = \frac{Q}{1 + 2a \cos^2 \beta}; \quad R_2 = \frac{Q \cos \beta}{1 + 2a \cos^2 \beta}, \quad (19)$$

где $a = \frac{l_2}{l_1}$.

Результирующая сила сопротивления качению центрального и боковых роликов по ленте конвейера равна

$$W'_c = kR_1 + 2kR_2. \quad (20)$$

С учетом (19) имеем

$$W'_c = kQA, \quad (21)$$

где

$$A = \left[1 + \frac{2 \cos \beta (1 - a \cos \beta)}{1 + 2a \cos^2 \beta} \right].$$

Сила тяжести ленты с грузом, действующая на роlikоопору, определяется по формуле

$$Q = (q_l + q_z)l. \quad (22)$$

Подставляя (22) в (21), получим

$$W'_c = k(q_l + q_z)lA. \quad (23)$$

Коэффициент сопротивления движению ленты по роlikоопорам согласно (1) равен

$$\omega_c = kA. \quad (24)$$

С учетом динамики формула (24) примет вид

$$\omega_c = k \left(1 + \frac{q_z + q_l}{gH} V_n^2 \right) A. \quad (25)$$

Из выражения (25), возвращаясь к прежним обозначениям, имеем:

$$\omega_c = k \left(1 + \frac{q_z + q_l}{gH} V_n^2 \right) \left[1 + \frac{2 \cos \beta (1 - a \cos \beta)}{1 + 2a \cos^2 \beta} \right]. \quad (26)$$

Для больших натяжений ленты, согласно (6) и (14), окончательно получим

$$\omega_c = (k_1 + k_2) \left(1 + \frac{q_z + q_l}{gH} V_n^2 \right) \left[1 + \frac{2 \cos \beta (1 - a \cos \beta)}{1 + 2a \cos^2 \beta} \right], \quad (27)$$

где

$$k_1 = \frac{(q_z + q_l)l}{2H} \left(1 + \frac{q_z + q_l}{gH} V_l^2 \right); \quad k_2 = 0,004 - 0,005.$$

Следовательно, при достаточно больших натяжениях ленты $\frac{(q_z + q_l)l}{H} < 0,07$, что соответствует мощным ленточным конвейерам, коэффициент сопротивления движению ленты по роликоопорам зависит от натяжения, скорости движения ленты, расстояния между роликоопорами, угла наклона боковых роликов, погонной массы груза и ленты конвейера. От свойств ленты и груза этот коэффициент не зависит.

Если $\frac{(q_z + q_l)l}{H} > 0,07$, то $\alpha > \alpha'$. Следовательно, коэффициент сопротивления, определяемый согласно (27), будет меньше реального, который в этом случае будет зависеть от радиуса ролика, деформаций ленты и груза.

Поэтому, если ввести некоторый коэффициент k_δ , учитывающий деформацию ленты и груза при движении ленты по роликоопорам, то тогда k_1 примет вид

$$k_1 = k_\delta \frac{(q_z + q_l)l}{2H} \left(1 + \frac{q_z + q_l}{gH} V_l^2 \right). \quad (28)$$

Коэффициент k_δ зависит от скорости ленты, упругих свойств ленты и физико-механических свойств груза. Его можно определить из эксперимента [1].

На рисунке 3 показаны графики зависимости коэффициента сопротивления движению ленты по роликоопорам конвейера от скорости ленты для углов наклона боковых роликоопор $\beta = 20^\circ; 30^\circ; 40^\circ$ при натяжении ленты $H = 20$ т ($a = 1$).

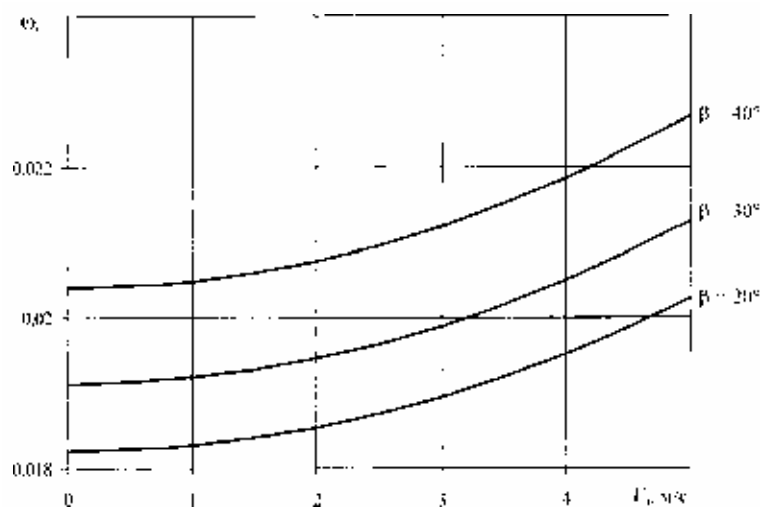


Рис. 3 – Зависимость коэффициентов сопротивления движению ленты по роликоопорам конвейера от скорости V_l

На рисунке 4 показаны графики зависимости коэффициента сопротивления движению ленты по роликоопорам конвейера от натяжения ленты для различных значений скорости ленты: $V_l = 3$ м/с – кривая 1; $V_l = 4$ м/с – кривая 2; $V_l = 5$ м/с – кривая 3 и угле наклона боковых роликов $\beta = 30^\circ$ ($\alpha = 1$).

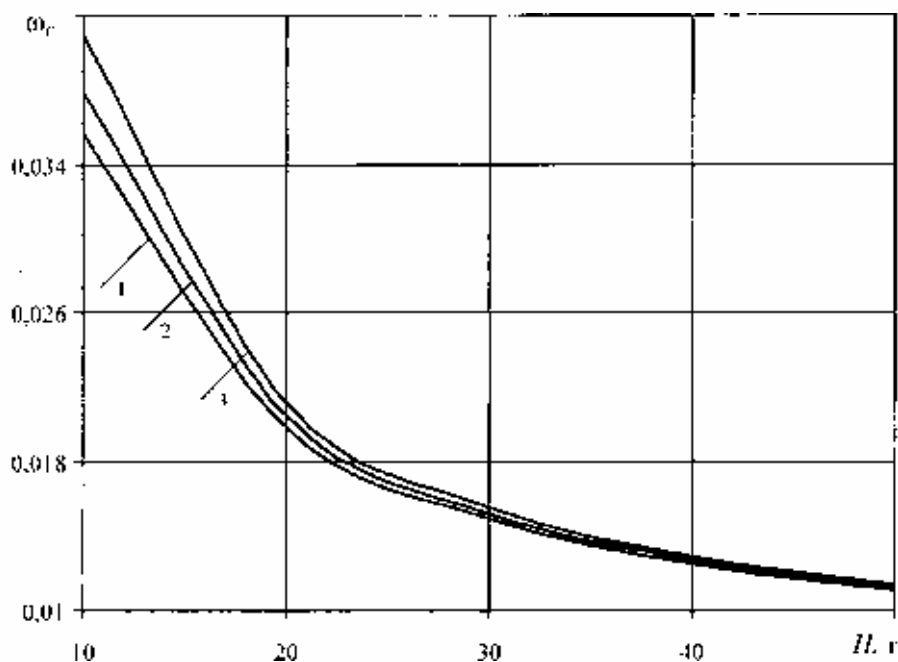


Рис. 4 – Зависимость коэффициентов сопротивления движению ленты по роликоопорам конвейера от нагрузки H

При этом погонный вес ленты и груза равнялись: $q_l = 100$ кг, $q_z = 400$ кг, а расстояние между роликоопорами $l = 1$ м.

Из графиков (рис. 3) видно, с увеличением скорости ленты конвейера коэффициент сопротивления при движении груза и ленты по роликоопорам при скоростях ленты менее 3 м/с увеличивается незначительно. При скоростях ленты более 3 м/с наблюдается ощутимое увеличение коэффициента сопротивления. При увеличении угла наклона боковых роликов в пределах $20-40^\circ$ коэффициент сопротивления увеличивается на 5-7 % на каждые 10° увеличения угла наклона боковых роликов.

Из графиков (рис. 4) видно, что с увеличением натяжения ленты коэффициент сопротивления уменьшается и в пределе стремится к постоянному значению, равному коэффициенту сопротивления вращению ролика. При натяжениях ленты более 20 т коэффициент сопротивления ленты от скорости практически не зависит.

Полученные результаты достаточно хорошо совпадают с экспериментальными данными [1, 11].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Шахмейстер Л.Г., Дмитриев В.Г. Теория и расчет ленточных конвейеров. – М.: Машиностроение, 1987. – 336с.

2. Поляков Н.С., Смирнов В.К., Шпакунов И.А. О сопротивлении движению ленты по роликам // Сб. Горнорудные машины и автоматика. – М.: Недра. – 1967. – Вып. 3. – С. 188-199.
3. Высочин Е.Н., Смирнов В.К., Шпакунов И.А. Исследование сопротивления движению ленты мощных ленточных конвейеров // Изв. ДГИ. Горная механика и горное машиностроение. Т XLVIII. М.: Недра, 1967. – С. 239-245.
4. Смирнов В.К., Шпакунов И.А. Сопротивление движению от вдавливания роликов в ленту // Сб. Горные машины и автоматика. – М.: Недра. – 1965. – Вып. 7. – С.
5. Смирнов В.К., Шпакунов И.А. Сопротивление движению ленты от шевеления материала при проходе роликов // Сб. Горнорудные машины и автоматика. – М.: Недра. – 1966. – Вып. 2. – С. 228-235.
6. Шпакунов И.А., Пошивайло В.Я. Сопротивление вращению роликов ленточных конвейеров // Сб. Вопросы рудничного транспорта. – М.: Недра. – 1967. – Вып. 10. – С. 62-68.
7. Мягков С.Д. Теоретическое определение сил сопротивления движению от деформирования груза и ленты мощных ленточных конвейеров // Сб. Шахтный карьерный транспорт. – М.: Недра. – 1977. – Вып. 3. – С. 33-36.
8. Шолин М.К., Чичилин Е.Ф. К вопросу об основных компонентах сопротивления движению ленты по роликам на ленточном конвейере // Тр. ВНИИмехчермет. МЧМ СССР. – Днепропетровск, 1984. – 12 с.
9. Панкратов С.А. Динамика машин для открытых горных и земляных работ. – Л.: Машиностроение, 1967. – 446 с.
10. Ишлинский А.Ю. Трение качения. Прикладные задачи механики. Т.1. Механика вязкопластичных и не вполне упругих тел. – М.: Наука, 1986. – С.176-190.
11. Петухов И.С., Акимов Б.А. Экспериментальные исследования некоторых составляющих сопротивления перемещению ленты конвейера // Прочность и долговечность машин. – М.: Недра, 1975. – Вып. 3. – С.120-126.

УДК 622.648-757.42:620.172.224.1-26

Е.В. Семененко

ВЛИЯНИЕ ИЗНОСА СТЕНКИ НА РАДИАЛЬНЫХ ВИБРАЦИИ ТРУБОПРОВОДА ПРИ РАБОТЕ ГИДРОТРАНСПОРТНОЙ УСТАНОВКИ

Запропоновано рівняння симетричних радіальних коливань трубопроводу гідротранспортної установки збагачувальної фабрики із шаром зовнішнього покриття при турбулентній течії гідросуміші. На підставі дослідження розв'язання цього рівняння сформульовані обмеження на параметри зовнішнього шару та течії гідросуміші, дотримання яких попереджує биття трубопроводу та виникнення резонансу.

INFLUENCE OF WEAR OF A WALL ON RADIAL VIBRATION THE PIPELINE FOR WANT OF TO WORK OF HYDROTRANSPORT COMPLEX

The equation of symmetrical radial oscillations of the concentration mill hydrotransport plant pipeline with an external cover stratum during the hydromixture turbulent flow is offered. On the grounds of analysis of this equation solution the restrictions on external stratum and hydromixture flow parameters are formulated the observance of which prevents the pipeline beating and resonance appearance.

Напорное гидротранспортирование продуктов и отходов обогащения широко распространено на рудных и углеобогащательных фабриках, большинство из которых используют мокрые методы обогащения [1,2]. Преимущества напорного гидротранспортирования: обеспечение высокопроизводительных непрерывных потоков, отсутствие погрузочно-разгрузочных работ, а также технологическая совместимость операции транспортирования и обогащения определяют дальнейшее развитие и распространение данного вида транспорта на обога-