

Обоснование параметров фрикционного привода агрегатов горно-обогажительного производства

Игорь Парфенович ТИМОФЕЕВ*,
Марина Сергеевна СТОЛЯРОВА**

¹ Санкт-Петербургский горный университет, Россия, Санкт-Петербург

Актуальность работы обусловлена возможностью создания фрикционного привода вращающихся частей агрегатов горно-обогажительного производства, в частности сгустителей пульпы, на основе тягового устройства с регулируемым давлением приводных колес на рельс, обеспечивающего линейную зависимость развиваемой силы тяги от внешнего сопротивления, что исключает необходимость использования дополнительных балластных масс, снижает металлоемкость и энергоемкость привода.

Цель работы: обоснование параметров фрикционного привода на основе тягового устройства рычажного типа с регулируемым в функции сопротивления давлением приводных колес, обеспечивающих надежное сцепление колес с кольцевым рельсом в зоне упругого скольжения, исключающих перекоос устройства на кольцевом рельсе, продольное скольжение и износ ходовых частей.

Методология исследования. Использован системный подход, включающий аналитические и вычислительные методы с применением математического моделирования, структурного и кинестатического анализа, а также классические положения теоретической механики и теории механизмов и машин.

Результаты и их применение. Установлены основные зависимости параметров тягового устройства, учитывающие особенности работы на кольцевом рельсе и обеспечивающие надежное сцепление приводных колес с рельсом в зоне упругого скольжения. Фрикционный привод на основе тягового устройства, способный развивать тяговое усилие, независимое от снепного веса тягового органа, может быть использован в качестве привода сгустителей пульпы с периферийным приводом, а также в качестве привода вращающихся частей крупных агрегатов, таких как цементные печи, мельницы, барабанные сушилки и смесители.

Выводы. Рассмотрены особенности работы тягового устройства фрикционного привода горно-обогажительных агрегатов на кольцевом рельсе, предложены методы устранения возможных перекоос устройства, вызывающих износ ходовых частей привода, а также значения поправочных коэффициентов отношения диаметров приводных колес и геометрических параметров механизма в зависимости от радиусов рабочих поверхностей рельса.

Ключевые слова: обогащение, сгуститель, фрикционный привод, кольцевой рельс, тяговое устройство, рычажный механизм.

Введение
В различных отраслях промышленности широкое применение нашли вращающиеся агрегаты – радиальные сгустители пульпы, мельницы, реакторы, цементные печи и т. п. [1]. Характерной особенностью приводов указанных устройств является наличие в их составе фрикционной пары, образованной приводным роликом и кольцевым рельсом, или открытой зубчатой передачи, а именно шестерни, сидящей на выходном валу редуктора привода и зубчатого венца, закрепленного на корпусе вращающейся части агрегата.

Основной парк эксплуатируемых агрегатов обогажительного производства представлен радиальными сгустителями с центральным и периферийным приводом. В настоящее время в промышленности и коммунальном хозяйстве России и стран СНГ эксплуатируются десятки тысяч сгустителей пульп различного назначения [2].

Анализ литературных источников, патентов на изобретения показал, что модернизация конструкций современных радиальных сгустителей идет в основном по трем направлениям – установка оригинальных питающих колодцев, системы удаления шлама и подачи флокулянта, применение блоков тонкослойного сгущения, а также гребковой системы удаления шлама волокушного типа. Перспективным, по мнению ряда авторов, является реконструкция сгустителей с периферийным приводом в аппараты с центральным приводом [3, 4]. Однако наряду с поиском путей улучшения и оптимизации существующего оборудования и технологических процессов не затрагиваются вопросы совершенствования самого привода.

Фрикционный привод вращающихся частей агрегатов горно-обогажительного производства (сгустителей, реакторов и т. д.) включает, как правило, тяговую тележку с размещенным на ней приводом, соединенную с гребковой фермой и опирающуюся на кольцевой рельс, уложенный по борту приемной чаши сгустителя, приводным роликом [5]. Гребковая ферма приводится во вращение при движении тележки по кольцевому рельсу. При этом тяговая способность привода зависит от силы сцепления ролика с кольцевым рельсом, определяемой весом и силами сопротивления движению гребковой фермы в процессе сгущения, что не создает условий для длительной устойчивой работы агрегата с заданной скоростью вращения гребковой фермы [6]. При перегрузке отмечается замедление скорости вращения фермы, а для возобновления нормальной работы предусмотрена возможность размещения дополнительного балласта [7, 8]. Таким образом, существенным недостатком фрикционных приводов сгустителей и других горно-обогажительных агрегатов, по нашему мнению, является прямая зависимость между создаваемой силой тяги и силой тяжести тягового органа (сцепной вес тяговой тележки, фермы), что приводит к необходимости введения дополнительной, непроизводительно перемещаемой балластной массы, неоправданному росту расходов материалов, повышению энергоемкости привода [9].

Совершенствование фрикционного привода горно-обогажительных агрегатов возможно при изменении способа создания силы тяги за счет полной или частичной замены сцепного веса принудительным прижатием приводных колес к рельсу [10, 11].

* partim@mail.ru

 <https://orcid.org/0000-0001-9572-0542>

**89623463043@mail.ru

 <https://orcid.org/0000-0003-2539-6032>

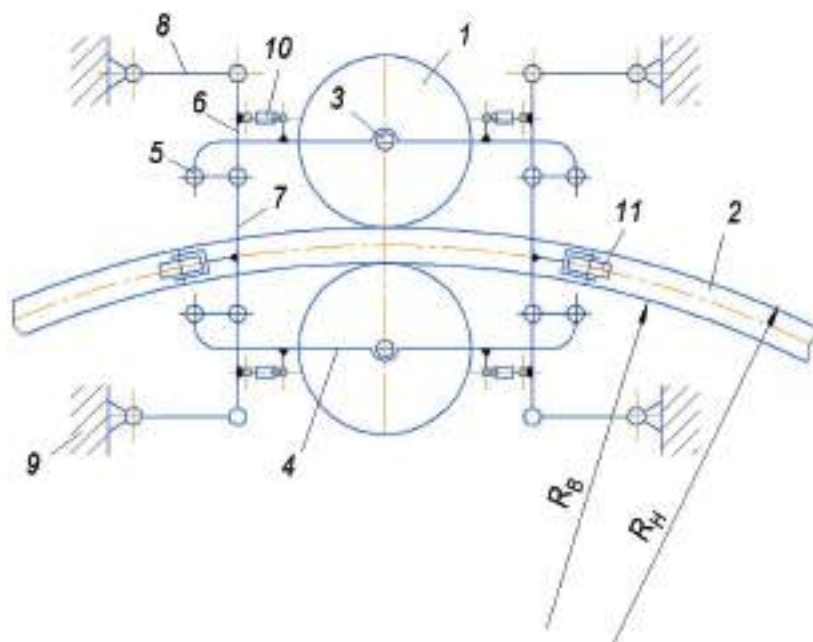


Рисунок 1. Кинематическая схема тягового устройства. 1 – приводное колесо; 2 – кольцевой рельс; 3 – ось; 4 – рычаг; 5 – шарнир; 6 – угловой рычаг; 7 – хомут; 8 – тяга; 9 – рама; 10 – приспособление начального затяга; 11 – опорный ролик; $R_{в}$, $R_{н}$ – радиусы внутренней и наружной рабочих поверхностей рельса.

Figure 1. Kinematic diagram of the traction device. 1 – driving wheel; 2 – ring-type rail; 3 – axis; 4 – lever; 5 – hinge; 6 – crank lever; 7 – clamp; 8 – thrust; 9 – frame; 10 – device for initial tighten force; 11 – supporting roller; $R_{в}$, $R_{н}$ – radii of the inner and outer working surfaces of the rail.

Методология исследования

Альтернативой существующим фрикционным приводам сгустителей может стать периферийный фрикционный привод с регулируемой в функции сопротивления силой тяги, реализованный на основе тяговых устройств [12], созданных в Ленинградском горном институте под руководством проф. В. С. Берсенева.

Кинематические и конструктивные особенности нового привода состоят в том, что вращательное движение гребковой фермы создается тяговым устройством (рис. 1) с регулируемым в функции сопротивления давлением приводных колес на рельс, которое обеспечивает надежное сцепление колес с кольцевым рельсом в зоне упругого скольжения.

Тяговое устройство (рис. 1) представляет собой плоский шарнирно-рычажный механизм с двумя горизонтально расположенными цилиндрическими приводными (тяговыми) колесами 1, зажимающими головку кольцевого рельса 2 во встречных направлениях. Приводные колеса 2 посредством осей 3 смонтированы на рычагах 4, соединенных шарнирами 5 с концами коротких плеч угловых рычагов 6. Вершины угловых рычагов 6 связаны с огибающими кольцевой рельс 2 хомутами 7, а концы длинных плеч тягами 8 соединены с рамой 9 тяговой тележки вращаемого агрегата. Рычаги 4 приводных колес снабжены пружинными приспособлениями начального затяга 10, а хомуты 7 – опорными роликами 11, передающими силу тяжести тягового устройства на кольцевой рельс 2. При сообщении вращательного движения приводным колесам 1 происходит затяг механизма и за счет сил сцепления колес с рельсом вращение передается поворотной части агрегата (например, гребковой ферме сгустителя), при этом нормальные давления приводных колес и реакции кольцевого рельса взаимно уравновешены. Нормальное давление тяговых колес 1 на рельс 2 изменяется автоматически в зависимости от сопротивления вращающейся части агрегата. Приводные колеса могут зажимать как головку рельса, так и его стойку, при этом нормальные давления приводных колес и реакции кольцевого рельса взаимно уравновешены.

Однако при работе тягового устройства на кольцевом рельсе, плоскость оси головки которого совпадает с плоскостью вращения приводных колес, возможен перекося тягового устройства относительно оси рельса [13], причинами которого являются:

- несоответствие окружных скоростей тяговых колес длинам окружностей внутренней $R_{в}$ и наружной $R_{н}$ рабочих поверхностей головки рельса;
- несовпадение по направлению создаваемой тяговым устройством силы тяги и внешнего сопротивления (реакция вращающейся части агрегата);
- перераспределение нагрузок между внутренней относительно кольцевого рельса и наружной частями тягового устройства.

При перекося тягового устройства в плоскости вращения приводных колес возникают дополнительные сопротивления от продольного скольжения, ведущие к интенсивному износу рабочих поверхностей приводных колес и рельса к снижению коэффициента полезного действия привода.

Методы устранения продольного скольжения зависят от типа привода тяговых колес. Применение дифференциальной передачи позволяет полностью устранить продольное скольжение, однако ведет к значительному усложнению конструкции тягового устройства и привода в целом. В практике проектирования тяговых устройств наибольшее распространение получили приводы с жесткой кинематической связью приводных колес [14, 15] и индивидуальные при-

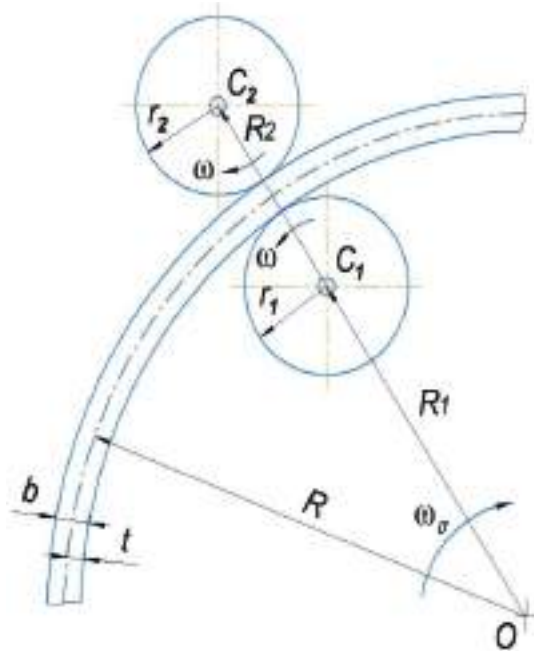


Рисунок 2. Схема расположения приводных колес на кольцевом рельсе. B – ширина головки рельса; t – половина ширины головки рельса; r_1, r_2 – радиусы приводных колес; ω – угловая скорость приводных колес; ω_0 – угловая скорость гребковой фермы; R – средний радиус кольцевого рельса; O – центр кольцевого рельса (центр вращения фермы).

Figure 2. The scheme of driving wheels on the ring-type rail. B – width of the railhead; t – half the width of the railhead; r_1, r_2 – radii of driving wheels; ω – angular rate of driving wheels; ω_0 – angular rate of the rowing farm; R – average radius of revolving arms; O – center of the ring-type rail (center of rotation of revolving arms).

воды с одинаковыми параметрами двигателей и передач. Колеса 1, размещенные на раме тяговой тележки (на рис. 1 не показаны), приводятся во вращательное движение электродвигателем через раздвоенную червячную передачу. При рассмотрении особенностей работы на кольцевом рельсе фрикционного привода с тяговым устройством последующие выводы основаны на предположении, что на приводные колеса при равенстве угловых скоростей $\omega_1 = \omega_2 = \omega$ действуют равные крутящие моменты.

На рис. 2 представлена схема расположения приводных колес на кольцевом рельсе.

В расчетном режиме движения системы векторы $\overline{OC_1}, \overline{OC_2}$ коллинеарны:

$$\overline{OC_1} = R_1, \overline{OC_2} = R_2,$$

где R_1, R_2 – расстояние от центра кольцевого рельса до центров приводных колес, расположенных на внутренней и внешней рабочих поверхностях рельса соответственно.

При движении тягового устройства по кольцевому рельсу окружные скорости приводных колес равны:

$$r_1 \omega = \omega_0 R_1, r_2 \omega = \omega_0 R_2,$$

где r_1, r_2 – радиусы приводных колес, расположенных на внутренней и внешней рабочих поверхностях рельса соответственно, м; ω – угловая скорость приводных колес при жестком приводе, c^{-1} ; ω_0 – угловая скорость гребковой фермы, c^{-1} .

Угловая скорость приводных колес:

$$\omega = \frac{\omega_0 R_1}{r_1} = \frac{\omega_0 R_2}{r_2}.$$

Радиусы приводных колес r_1, r_2 должны быть пропорциональны радиусам R_1, R_2 :

$$\frac{r_2}{r_1} = \frac{R_2}{R_1} = K, r_2 = K r_1,$$

где K – коэффициент отношения радиусов приводных колес, расположенных на внутренней и внешней рабочих поверхностях рельса.

Из расчетной схемы (рис. 2):

$$R_1 = R - r_1 - t; R_2 = R + r_2 + t,$$

где R – средний радиус кольцевого рельса; t – половина ширины головки рельса.

Коэффициент отношения радиусов приводных колес:

$$K = \frac{R + r_2 + t}{R - r_1 - t} = \frac{R + K r_1 + t}{R - r_1 - t}. \tag{1}$$

После соответствующих преобразований (1) окончательно получаем коэффициент K , связывающий параметры кольцевого рельса R , t и радиус r_1 приводного колеса расположенного на внутренней поверхности кольцевого рельса:

$$K = \frac{1 + (t/R)}{1 - 2(r_1/R) - (t/R)}.$$

Диаметры приводных колес, контактирующих с внутренней и наружной рабочими поверхностями кольцевого рельса равны:

$$D_1 = 2r_1; D_2 = KD_1.$$

Так как длина пути, проходимого колесом с внешней стороны кольцевого рельса, больше пути, проходимого колесом по внутренней поверхности, то для устранения продольного скольжения, вызванного несоответствием окружных скоростей приводных колес длинам окружностей внутренней $R_в$ и наружной $R_н$ рабочих поверхностей головки рельса, необходимо диаметры D_1 и D_2 приводных колес принимать пропорциональными соответствующим радиусам. Так как $R_н = R + t > R_в = R - t$, то диаметр наружного колеса D_2 должен быть принят меньшим, чем диаметр внутреннего колеса D_1 , и равным $D_2 = KD_1$.

На рис. 3 представлен график зависимости коэффициента отношения диаметров приводных колес от диаметра кольцевого рельса при движении тягового устройства по рельсам Р50, Р65 при зажатии стойки рельса толщиной 16 и 18 мм и по рельсам Р50, Р65 при зажатии головки рельса шириной $b = 75$ мм. Диаметр кольцевого рельса принимался равным диаметру чана стугистелей пульпы от 18 до 100 м.

Анализ результатов показывает, что коэффициент отношения диаметров приводных колес тягового устройства резко возрастает для значений диаметра кольцевого рельса от 18 до 40 м при условии работы тягового устройства на головке кольцевого рельса. При значениях диаметра рельса от 40 до 100 м наблюдается более пологая зависимость. Максимальное значение коэффициента отношения диаметров приводных колес получено при работе тягового устройства на стойке кольцевого рельса с диаметром, равным 100 м.

Перекок тягового устройства на кольцевом рельсе может быть вызван также несовпадением направления создаваемой тяговым устройством силы тяги и внешним сопротивлением (реакция вращающейся части агрегата). Для обеспечения равновесия системы необходимо, чтобы линия действия равнодействующей T тяговых усилий $T_н$ и $T_в$ совпадала с направлением равнодействующей сил внешнего сопротивления.

На рис. 4 представлена схема сил, действующих на элементы тягового устройства.

Из условия равновесия моментов сил:

$$\left(\frac{b + \Delta R}{2}\right) T_н = b' T_в;$$

$$b' = \left(\frac{b + \Delta R}{2}\right) \frac{T_н}{T_в} = \left(\frac{b + \Delta R}{2}\right) K; \Delta R = \frac{b}{2} - b'.$$

Если ширина головки рельса $b = R_н - R_в$, то равнодействующая T тяговых усилий $T_н$ и $T_в$ (реакции рельса) будет смещена от оси головки рельса к центру кольцевого рельса на величину ΔR :

$$\Delta R = \frac{b^2}{2R_н}. \tag{2}$$

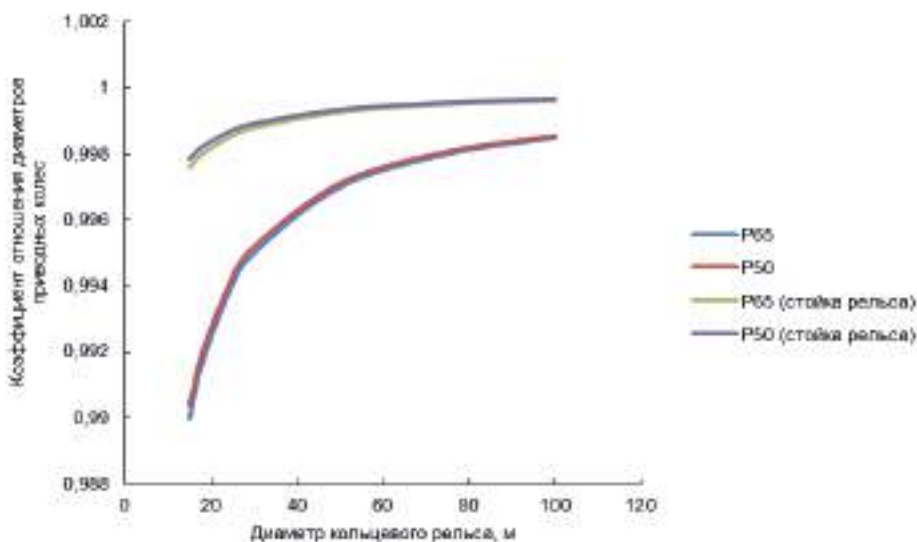


Рисунок 3. График зависимости коэффициента отношения диаметров приводных колес от диаметра кольцевого рельса.
Figure 3. Dependence diagram of the ratio of diameters of driving wheels on the diameter of the ring-type rail.

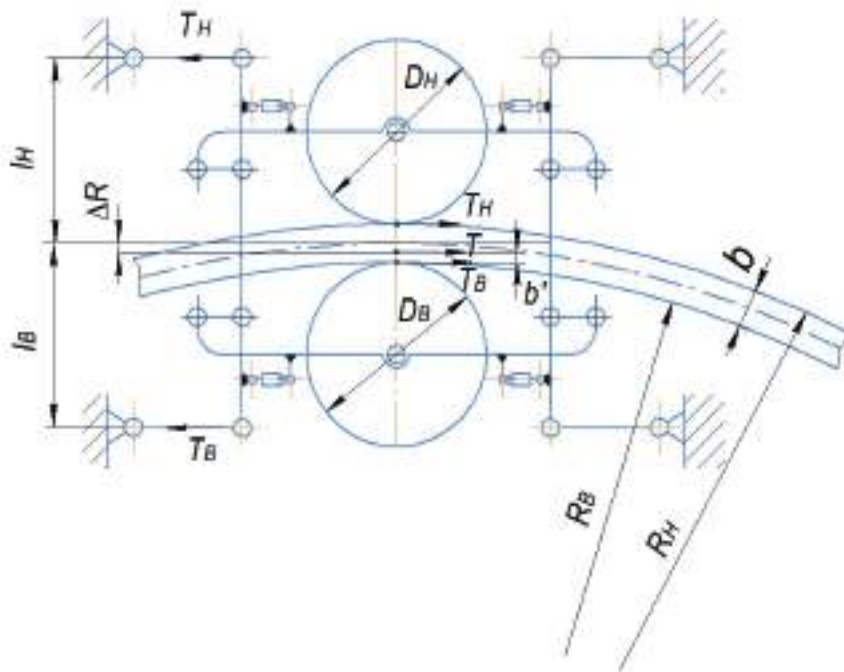


Рисунок 4. Схема сил, действующих на тяговое устройство. T – суммарная сила тяги; T_n, T_b – тяговые усилия на наружной и внутренней частях тягового устройства.

Figure 4. Scheme of forces acting to the traction device. T – total traction force; T_n, T_b – tractive effort at the outer and inner parts of the traction device.

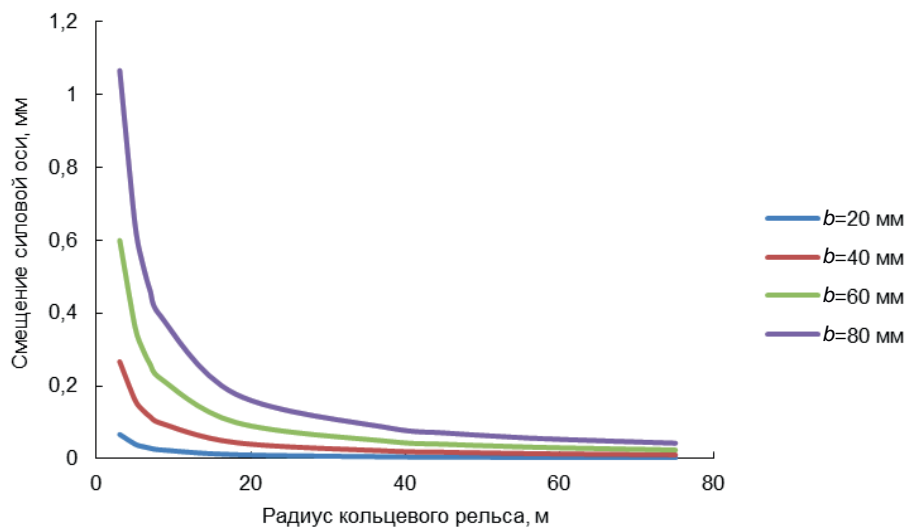


Рисунок 5. График зависимости смещения силовой оси тягового устройства от диаметра кольцевого рельса.

Figure 5. Dependence diagram of displacement of the force axis of the traction device from the diameter of the ring-type rail.

Во избежание перекоса тягового устройства равнодействующая сил T_n и T_b должна совпадать по направлению с равнодействующей реакции рамы вращаемой части агрегата (гребной фермы). Кроме этого, для устранения перекоса тягового устройства необходимо уравновесить внутреннюю и наружную части устройства, т. е. создать условие, при котором $T_n = T_b$, и, как следствие, ввести поправку в плечи l_n, l_b сил T_n и T_b , возникающих в тягах от действия внешнего сопротивления, для чего необходимо выполнение условия:

$$\frac{l_n}{l_b} = \frac{T_b}{T_n} = \frac{1}{K}.$$

Из зависимости (2) следует, что смещение силовой оси тягового устройства относительно оси головки кольцевого рельса следует учитывать при малых радиусах рельса и большой ширине его головки.

На рис. 5 представлены графики зависимости смещения силовой оси тягового устройства ΔR для диаметров кольцевого рельса от 6 до 150 м и ширине головки рельса от 20 до 80 мм.

Анализ результатов показывает, что смещение силовой оси тягового устройства относительно оси рельса резко возрастает для малых значений диаметра кольцевого рельса от 6 до 18м. При увеличении диаметра кольцевого рельса

от 18 до 100 м наблюдается резкое снижение смещения силовой оси. Максимальное значение смещения силовой оси получено для диаметра кольцевого рельса 6 м и ширине головки рельса 80 мм.

Заключение

Теоретическими исследованиями установлено, что при проектировании фрикционного привода горно-обогачительных агрегатов на основе тягового устройства рычажного типа для устранения продольного скольжения колес и возможных перекосов механизма необходимо в расчет геометрических параметров устройства вносить соответствующие поправки. Высокая эффективность привода достигается благодаря автоматическому регулированию давления приводных колес на кольцевой рельс в зависимости от сопротивления вращаемой части агрегата, в частности гребковой фермы сгустителя.

Отмеченные преимущества рассматриваемого фрикционного привода позволяют использовать его в качестве привода вращающихся частей крупных агрегатов, таких как цементные печи, мельницы, барабанные сушилки и смесители, при этом кольцевой рельс, заменяющий зубчатый венец большого диаметра, устанавливается на вращающейся части агрегата (корпусе, барабане), а привод с тяговым устройством – на раме машины.

ЛИТЕРАТУРА

1. Авдохин В. М. Основы обогащения полезных ископаемых. М: Горная книга, 2014. 417 с.
2. Кибирев В. И., Бауман А. В., Никитин А. Е. О создании современных российских сгустителей // Горная промышленность. 2017. № 5. С. 32–34.
3. Бауман А. В. О модернизации отечественных радиальных сгустителей // Обогащение руд. 2013. № 1. С. 44–49.
4. Bauman A. V. Reconstruction and modernization of radial thickeners // VIII Congress of dressers of CIS countries: collection of materials. Moscow: MISIS, 2011. Vol. 1. P. 35–38.
5. Шевцов М. Н., Видищева Г. Г., Леошко Н. О. Устройство сгустителя и принцип его работы // Новые идеи нового века: материалы междунар. науч. конф. Хабаровск: ТОГУ, 2017. № 3. С. 400–403.
6. Tan C. K., Setiawan R., Bao J., Bickert G. Studies on parameter estimation and Model Predictive Control of Paste Thickeners // Journal of Process Control. 2015. Vol. 28. P. 1–8. 10.
7. Бауман А. В. Критерии выбора радиального сгустителя для процессов сгущения и водооборота // Обогащение руд. 2013. № 4. С. 40–43.
8. Akhmadiev F. G., Zinnatullin N. N. Mathematical Modeling of the Separation of Two-Phase Mixtures in a Centrifugal Thickener // Theoretical Foundations of Chemical Engineering. 2014. Vol. 48, issue 2. P. 199–205. <https://doi.org/10.1134/S004057951402002X>
9. Parsapour G. A., Hossininasab M., Yahyaei M., Banisi S. Effect of Settling Test Procedure on Sizing Thickeners // Separation and Purification Technology. 2014. Vol. 122. P. 87–95. <https://doi.org/10.1016/j.seppur.2013.11.001>
10. Доманский И. В., Давыдов И. В., Малофеев М. Н. Исследование затрат мощности на перемешивание и транспорт к разгрузочным устройствам сгущенной пульпы в радиальных сгустителях непрерывного и полунепрерывного действия // Цветные металлы и минералы: тез. докл. Восьмого междунар. конгресса. Красноярск, 2016. С. 24–25.
11. Авдеев А. М., Большунов А. В., Соколова Г. В. Рельсовые транспортные средства для сложных горно-геологических условий // Наукоемкие технологии разработки и использования минеральных ресурсов: сб. науч. статей Междунар. науч.-практ. конф. Новокузнецк, 2013. 295 с.
12. Берсенева В. С. Тяговые устройства с автоматическим регулированием давления приводных колес на рельс // Записки ЛГИ. 1970. Т. LX. Вып. 1. С. 3–20.
13. Timofeev I. P., Bolshunov A. V., Stolyarova M. S. Specific Features of Friction-Type Traction Gear of Rotating Machines Drives // Procedia Engineering. 2017. Vol. 206. P. 1654–1660. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2017.10.693>
14. Большунов А. В., Соколова Г. В., Авдеев А. М. Перспективы использования тяговых устройств фрикционного типа в приводах горных, транспортных и технологических машин // Записки Горного института. 2014. Т. 209. С. 9–12.
15. Timofeev I. P., Bolshunov A. V., Avdeev A. M. Justification of Lever Arrangement Parameters for Friction-Type Traction Gear // Procedia Engineering. 2016. Vol. 150. P. 1329–1334. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2016.07.313>

Статья поступила в редакцию 8 января 2019 г.

Substantiation of parameters of friction drive units for the ore mining and dressing plant

Igor' Parfenovich TIMOFEEV,
Marina Sergeevna STOLYAROVA**

Saint Petersburg Mining University, Saint Petersburg, Russia

Relevance of the work is due to the possibility of creating a friction drive of rotating parts of units for ore mining and dressing plant. These are pulp thickeners based on a traction device with adjustable pressure of driving wheels against a rail ensuring linear dependence of the developed propulsive effort on external resistance. This eliminates the need for additional dead-weight, reduces specific quantity of metal and energy intensity of a drive.

Purpose of the work. Substantiation of parameters of the friction drive based on a lever-type draw gear with adjustable resistance as function of pressure from the driving wheels that ensures reliable wheel-rail adhesion in a mode of elastic sliding; this eliminates tilt of the device on a ring-type rail, longitudinal slide and undercarriage wear.

Research methodology. A systematic approach has been used, which includes analytical and computational methods using mathematical modeling, structural and kinetostatic analysis, as well as some conventional concepts of classical mechanics and mechanism and machine theory.

Results and their application. The main dependences of parameters of the traction device are determined taking into account peculiarities of work on the ring-type rail and ensuring reliable wheel-rail adhesion in a mode of elastic sliding. The friction drive based on the traction device that is capable of developing a propulsive effort independent of adhesion weight of the traction unit can be used as a drive for pulp thickeners with a peripheral drive and as a drive for rotating parts of large units such as cement kilns, mills, cylinder dryers and mixers.

Conclusions. The features of the operation of the friction drive for the ore mining and dressing plant using the ring-type rail are considered; methods for eliminating possible tilts of the device causing undercarriage wear are given; correcting factors for the ratio of driving wheel diameters and geometric parameters of the mechanism depending on the radii of the rail working surfaces are proposed.

Keywords: beneficiation, thickener, friction drive, ring-type rail, traction device, lever mechanism.

REFERENCES

1. Avdokhin V. M. 2014, *Osnovy obogashcheniya poleznykh iskopayemykh* [Fundamentals of mineral processing]. Moscow, 417 p.
2. Kibirev V. I., Bauman A. V., Nikitin A. E. 2017, About creation of modern Russian thickeners. *Gornaya promyshlennost'* [Mining industry], no. 5, pp. 32–34. (In Russ.)
3. Bauman A. V. 2013, About modernization of domestic radial thickeners. *Obogashcheniye rud* [Obogashchenie Rud], no. 1, pp. 44–49. (In Russ.)
4. Bauman A. V. 2011, Reconstruction and modernization of radial thickeners. VIII Congress of dressers of CIS countries: collection of materials. Moscow: MISIS, vol. 1, pp. 35–38.
5. Shevtsov M. N., Vidishcheva G. G., Leoshko N. O. 2017, *Ustroystvo sgustitelya i printsip yego raboty* [Configuration of thickener and its operating principle]. New ideas of the new century: proceedings of the international scientific conference, Khabarovsk, no. 3, pp. 400–403.
6. Tan C. K., Setiawan R., Bao J., Bickert G. 2015, Studies on parameter estimation and Model Predictive Control of Paste Thickeners. *Journal of Process Control*, vol. 28, pp. 1–8.
7. Bauman A. V. 2013, Selection criteria of a radial thickener for processes of thickening and water circulation. *Obogashcheniye rud* [Ore beneficiation], no. 4, pp. 40–43. (In Russ.)
8. Akhmadiev F. G., Zinnatullin N. N. 2014, Mathematical Modeling of the Separation of Two-Phase Mixtures in a Centrifugal Thickener. *Theoretical Foundations of Chemical Engineering*, vol. 48, issue 2, pp. 199–205. <https://doi.org/10.1134/S004057951402002X>
9. Parsapour G. A., Hossininasab M., Yahyaei M., Banisi S. 2014, Effect of Settling Test Procedure on Sizing Thickeners. *Separation and Purification Technology*, vol. 122, pp. 87–95. <https://doi.org/10.1016/j.seppur.2013.11.001>
10. Domansky I. V., Davydov I. V., Malofeev M.N. 2016, *Issledovaniye zatrat moshchnosti na peremeshivaniye i transport k razgruzochnym ustroystvam sgushchennoy pul'py v radial'nykh sgustitelyakh nepreryvnogo i poluneprryvnogo deystviya* [Study of power consumption for mixing and transport for discharging gears of thickened pulp in radial thickeners of continuous and semi-continuous action]. Non-ferrous metals and minerals: scientific conference abstracts of eighth international congress. Krasnoyarsk, pp. 24–25.
11. Avdeev A. M., Bolshunov A. V., Sokolova G. V. 2013, *Rel'sovyye transportnyye sredstva dlya slozhnykh gorno-geologicheskikh usloviy* [Rail vehicles for complex mining and geological conditions]. High-tech technologies for the development and use of mineral resources: collection of papers of International scientific and practical conference. Novokuznetsk, 295 p.
12. Bersenev V. C. 1970, Traction devices with automatic control of pressure of the driving wheels on the rail. *Zapiski Leningradskogo gornogo instituta* [Proceedings of Leningrad mining institute], vol. LX. Issue 1, pp. 3–20. (In Russ.)
13. Timofeev I. P., Bolshunov A. V., Stolyarova M. S. 2017, Specific Features of Friction-Type Traction Gear of Rotating Machines Drives. *Procedia Engineering*, vol. 206, pp. 1654–1660. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2017.10.693>
14. Bolshunov A. V., Sokolova G. V., Avdeev A. M. 2014, Prospects for the use of friction-type traction gears in drives of mining, transport and technological machines. *Zapiski Leningradskogo gornogo instituta* [Proceedings of Leningrad mining institute], vol. 209, pp. 9–12. (In Russ.)
15. Timofeev I. P., Bolshunov A. V., Avdeev A. M. 2016, Justification of Lever Arrangement Parameters for Friction-Type Traction Gear. *Procedia Engineering*, vol. 150, pp. 1329–1334. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2016.07.313>

The article was received on January 8, 2019

* partim@mail.ru

 <https://orcid.org/0000-0001-9572-0542>

** 89623463043@mail.ru

 <https://orcid.org/0000-0003-2539-6032>