

УДК 621.892.5; 62-233.27; 621.867.2

**В.А. Малахов, А.В. Галкин**

## **ОСНОВНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ СВОЙСТВ ПЛАСТИЧНЫХ СМАЗОК РОЛИКООПОР ЛЕНТОЧНЫХ КОНВЕЙЕРОВ ГОРНЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ**

*Обоснована необходимость уточнения коэффициентов, используемых в расчете сил сопротивления движению и определения надежности работы роликоопор ленточных конвейеров, для современных пластичных смазок выпускаемых отечественной и зарубежной промышленностью.*

*Ключевые слова:* ленточный конвейер, подшипник качения, пластичная смазка, роликоопора.

---

**П**оявление новых видов пластичных смазок используемых в роликоопорах современных ленточных конвейеров горных предприятий вызвало необходимость пересмотра рекомендаций по определению сил сопротивления движению ленты возникающих в роликоопорах. В 70-е годы в СССР и за рубежом были выполнены обширные

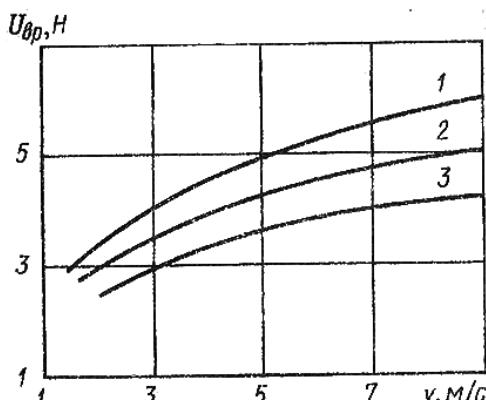
исследования в этом направлении.

Изучением этого вопроса в разные годы занимались такие ученые, как Л.Г. Шахмейстер, В.Г. Дмитриев, В.И. Галкин, В.П. Дьяченко, А.А. Титов. В работах Л.Я. Перель и А.А. Филатова подробно рассматривались вопросы расчета работоспособности подшипниковых узлов с учетом влияния смазочного материала.

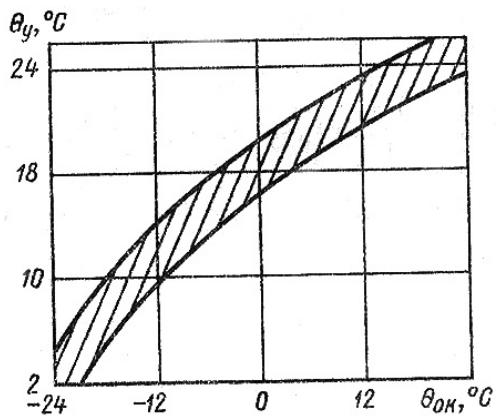
При анализе экспериментальных исследований составляющих силы сопротивления движению ленты по роликоопорам было установлено влияние на нее степени наполнения подшипника смазочным материалом, конструкции уплотнения и температуры окружающей среды [1].

Влияние степени наполнения подшипника смазочным материалом, а также конструкции уплотнения на сопротивление движению значительно. Установлено, что при заполнении подшипника смазочным материалом на 60 % этот материал в работе подшипника не участвует, так как он выжимается из уплотнения. Это уменьшает сопротивление движению (рис. 1).

Как правило, после некоторого времени работы температура в под-



**Рис. 1. Зависимость силы сопротивления вращению ролика от его окружной скорости вращения при степени наполнения подшипника смазочным материалом:** 1, 2, 3 – соответственно 45; 30; 10 %



**Рис. 2. Зависимость температуры уплотнения подшипника от температуры окружающей среды, заштрихована область применения**

шипнике повышается. Разница между температурой  $\Theta_{\text{ок}}$  окружающей среды и температурой смазочного материала в уплотнении  $\Theta_y$  увеличивается по мере понижения температуры окружающей среды (рис. 2). Предложено влияние температуры окружающей среды учитывать усредненным температурным коэффициентом:

$$k_{\Theta} = U_{BP}(\Theta) / U_{BP}(30^{\circ}\text{C}). \quad (1)$$

Установлено также, что коэффициент  $k_{\Theta}$  зависит как от типа смазочного материала, так и от скорости. Его предложено рассчитывать по формуле:

$$k_{\Theta} = \exp(k_1 - k_2 \Delta), \quad (2)$$

где  $\Delta$  — разность между внутренней и внешней температурой;  $k_1$ ,  $k_2$  — коэффициенты, определяемые из опытных данных (рис. 3).

Для расчета сопротивления вращению роликов приводится формула  $U_{BP} = (a + bv)k_{\Theta} + C_O F + C_P P.$   $(3)$

Большая часть проводившихся ранее экспериментальных работ была посвящена выбору смазки для роли-

ков ленточных конвейеров, работающих в северных условиях при температурах окружающей среды от  $+40$  до  $-45^{\circ}\text{C}$  [2], [3].

В связи с этим повышаются требования как к конструкциям конвейерных роликоопор, так и к их смазкам. Обычные сорта смазок при низких температурах резко увеличивают коэффициент сопротивления вращению роликов, что потребовало проведения исследований по созданию специальных сортов дешевых смазок, способных эффективно работать в конвейерных роликах без существенного изменения коэффициентов сопротивления вращению при изменении температуры в указанных выше пределах.

Сопротивление вращению конвейерных роликов обычно составляет от 30 до 50% общего сопротивления движению ленты. Величина сопротивления вращению роликов зависит от конструкции уплотнения, типа смазки, нагрузки, скорости вращения и температуры окружающей среды. Наибольшее влияние на величину сопротивления вращению роликов при работе ленточных конвейеров на после длительной их остановки карьерах в зимнее время оказывает температура окружающей среды. При снижении температуры смазка в роликах густеет, что вызывает повышение расхода электроэнергии на транспортирование и усложнение запуска конвейеров.

Были проведены исследования целого ряда конструкций роликов, в подшипниковых узлах которых применялись различные типы консистентных смазок БНЗ-3, БНЗ-3М (морозостойкая) и др.

Определение сопротивления вращению роликов производилось на специальном стенде, который позволял измерять величину этого сопротивления при различных нагрузках,

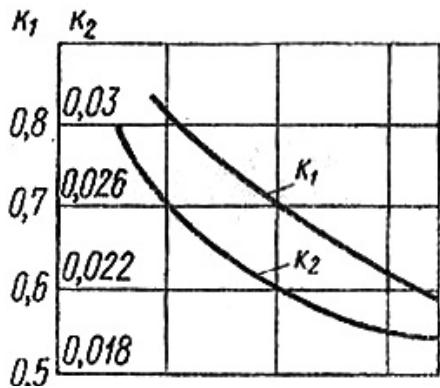


Рис. 3. Зависимость коэффициентов  $k_1$  и  $k_2$  от скорости

скоростях вращения и углах наклона роликов.

Испытания по определению сопротивления вращению роликов на стендах проводили в закрытом помещении и на открытом воздухе в климатических условиях Северного Урала и Украины в интервале температур окружающей среды от +25 до -45 °С.

При изучении сопротивления вращению роликов исследованиям подвергали ролики с лабиринтным уплотнением серийного изготовления

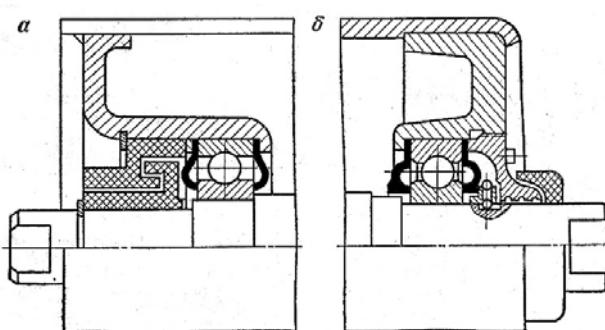


Рис. 4. Конструкции подшипниковых узлов конвейерных роликов: а – с лабиринтным уплотнением Донецкого завода им. ЛКУ; б – с уплотнением скользящей втулкой института УкрНИИПроект

Донецкого машиностроительного завода им. ЛКУ и ролики конструкции института УкрНИИПроект, в уплотнительном устройстве которого применяется скользящая втулка (рис. 4).

На основании результатов обработки полученных данных с использованием метода математической статистики была установлена следующая зависимость для расчета силы сопротивления вращению ролика:

$$F_{BP} = \frac{0,152}{d_p} (ae^{bt_H} + P_n + P_G), \text{ кгс}, \quad (4)$$

где  $d_p$  — диаметр ролика, мм;  $a = \psi n^\alpha$  — коэффициент;  $n$  — скорость вращения ролика, об/мин;  $b = 0,1 (0,9031 - \lg \psi + \lg n)$ ;  $t_H$  — температура окружающей среды, °С;  $P_n = n(\lambda + \varepsilon G)$  — составляющая сопротивления вращению роликов, учитывая скорость вращения, гс;  $\psi$ ,  $\alpha$ ,  $\varepsilon$ ,  $\lambda$  — коэффициенты пропорциональности, значение которых указывается в табл. 1;  $P_G$  — составляющая сопротивления вращению ролика от нагрузки, гс;  $G$  — нагрузка на ролик, кгс. В работах посвященных определению надежности роликов рассмотрены вопросы выбора рациональных параметров уплотнительных узлов, абразивного и фрикционно-усталостного износа подшипников качения [4], [5].

Влияние свойств смазочных материалов на работоспособность подшипников рассматривалось с учетом упругодинамической теории смазки, которая используется при определении условий для образования масляной пленки в контакте тяжело нагруженных поверхностей качения [6], [7].

Таблица 1

Тип смазки	Значения коэффициентов			
	$\psi$	$a$	$\varepsilon$	$\lambda$
БНЗ-3 ГОСТ 5.1343-72	310	0,1870	$2,9 \cdot 10^{-3}$	0,107
1-13 ГОСТ 1631-61	316	0,211	$2,53 \cdot 10^{-3}$	0,0332
БНЗ-3М ГОСТ 5.1343-72	171	0,2180	$1,443 \cdot 10^{-3}$	0,1540
Северол (экспериментальная)	186,5	0,231	$1,26 \cdot 10^{-3}$	0,104
ЦИАТИМ-203 ГОСТ 8773-63	130	0,24	$1,12 \cdot 10^{-3}$	0,104
Смазка универсальная (солидол жировой) ГОСТ 1033-51	207	0,15	$2,53^{-3}$	0,309

На рис. 5 представлена схема образования смазочной пленки между нагруженными поверхностями ролика и дорожкой качения внутреннего кольца подшипника, работающего с высокой частотой вращения.

Под действием внешней нагрузки  $Q$  ролик и дорожка качения деформируются на определенную величину. Между обоими телами образуется зазор, в который затягивается масло. Поскольку вязкость масла при высоком давлении возрастает, то при соответствующей окружной скорости создаются условия, необходимые для образования несущей масляной пленки, толщина которой на большей части деформированной поверхности примерно одинакова.

Эпюра распределения давлений в пленке масла, приведенная на рис. 5, для сравнения сопоставлена с эпюрой эллиптического распределения давлений по Герцу. На стороне входа давление возрастает, достигая в центре площадки максимальной величины  $p_o$ , совпадающей с расчетом по Герцу. Затем давление вновь снижается. Однако на стороне выхода имеется пика, величина которой возрастает с повышением окружной скорости (т.е. в условиях, где доминируют гидродинамические эффекты).

В общем виде при линейном контакте ролика с дорожкой качения

минимальная толщина смазочной пленки

$$h_o = \frac{0,1k^{0,6}(\eta v)^{0,7}}{(\sum \rho)^{0,43}(Q/l_w)^{0,13}} \left( \frac{E}{1-\varepsilon^2} \right), \quad (5)$$

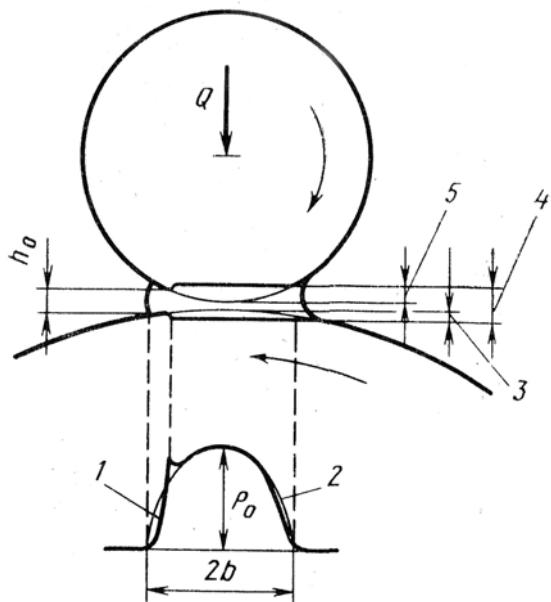
где  $k$  — параметр, отражающий зависимость давления от вязкости (обычно  $k = 0,01—0,02$ ),  $\text{мм}^2/\text{Н}$ ;  $\eta$  — динамическая вязкость при рабочем давлении,  $\text{Па}\cdot\text{с}$ ;  $v_o$  — окружная скорость на поверхности качения ролика,  $\text{м}/\text{с}$ ;  $\sum \rho$  — сумма величин кривизны соприкасающихся поверхностей,  $\text{мм}^{-1}$ ;  $Q$  — нагрузка на ролик,  $\text{Н}$ ;  $l_w$  — эффективная длина ролика,  $\text{мм}$ ;  $E$  — модуль упругости,  $\text{МПа}$ ;  $\varepsilon$  — коэффициент Пуассона.

Для стальных тел ( $E = 2,08 \cdot 10^5$  МПа,  $\varepsilon = 0,3$ ) формула для расчета минимальной толщины масляной пленки (мкм) примет вид

$$h_o = \frac{0,145k^{0,6}(\eta v)^{0,7}}{(\sum \rho)^{0,43} \left( \frac{Q}{l_w} \right)^{0,13}}. \quad (6)$$

Анализ из уравнения (6) показывает, что изменения вязкости смазочного материала и скорости влияют на толщину масляной пленки значительно сильнее, чем изменение нагрузки.

В уравнениях (5) и (6) толщина масляной пленки приводится для линейного контакта. При точечном контакте следует учитывать вытекание смазки из зазора.



**Рис. 5. Распределение давлений при линейном контакте в упругодинамических условиях:** 1 – распределение давлений по Герцу; 2 – распределение давлений в упругодинамических условиях; 3 – деформация дорожки качения; 4 – масляная пленка; 5 – деформация ролика

При расчете долговечности подшипников, смазываемых маслом, имеющим кинематическую вязкость при рабочей температуре  $v \geq 12$  сСт, при  $nD_o \geq 10000$  рекомендуется в соответствии с эластодинамической теорией смазки учитывать условия, необходимые для образования масляной пленки в контакте тел качения с дорожками качения.

Коэффициент  $\Lambda$ , характеризующий эти условия, определяют из уравнения

$$\Lambda = K_\Lambda D_o (\Psi n)^{0.73} P_o^{-0.09}, \quad (7)$$

где  $K_\Lambda$  — коэффициент, зависящий от типа подшипника;  $D_o$  — средний диаметр подшипника, мм;  $\Psi$  — коэффициент, зависящий от вязкости смазки  $v$  (величина  $\Psi^{0.73}$  определяется

в зависимости от кинематической вязкости  $v$  из диаграммы на рис. 6);  $P_o$  — эквивалентная статическая нагрузка на подшипник, Н;  $n$  — частота вращения подшипника.

При  $\Lambda = 0,8 \sim 3,5$  условия смазки большинства типов подшипников вполне удовлетворительны. Однако для подшипников (например, для сферических роликовых), с относительно высокими потерями на трение скольжения, желательно иметь  $\Lambda \geq 1,5$ . При  $\Lambda < 0,8$  смазывание подшипника недостаточно эффективно, и в этом случае следует применять масло с более высокой вязкостью. При  $\Lambda \geq 4$  в подшипнике обеспечиваются условия для образования эластогидродинамической масляной пленки, т. е. имеет место полное отделение поверхностей качения в подшипнике масляной пленкой. В этом случае предполагается, что долговечность подшипника будет, по меньшей мере, вдвое больше долговечности, определенной с помощью обычных формул.

Рассмотренные выше результаты теоретических и экспериментальных исследований по определению сил сопротивления движению и определения надежности работы роликоопор ленточных конвейеров используют коэффициенты, полученные для смазочных материалов, использовавшихся в 70-е годы прошлого столетия. В связи с этим, уточнение величин этих коэффициентов для современных пластичных смазок, используемых в подшипниковых узлах роликоопор ленточных конвейеров горных

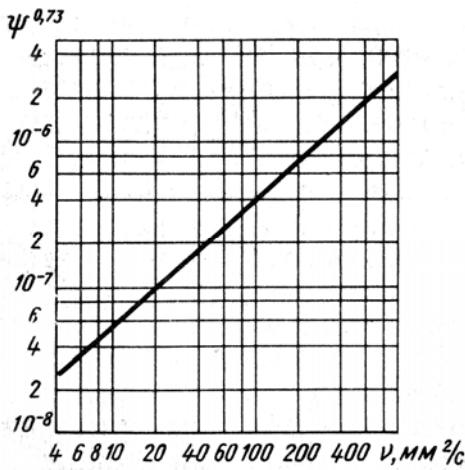


Рис. 6. График для определения  $\psi^{0,73}$  при заданной кинематической вязкости смазки  $\nu$

предприятий, является актуальной научной задачей. Далее приводятся основные показатели эксплуатационных свойств современных пластичных смазок используемых отечественной и зарубежной промышленностью.

Пластичные смазки — мазеобразные или пастообразные смазочные материалы, получаемые введением твердых загустителей в жидкое нефтяные или синтетические масла и их смеси. Эти смазки существенно отличаются от жидких минеральных масел. По механическим свойствам пластичные смазки занимают промежуточное положение между твердыми веществами и жидкостями. Под действием малых нагрузок они проявляют себя как твердые тела, а при больших напряжениях сдвига — как жидкости, т.е. обладают текучестью [8].

Главные преимущества смазок перед маслами: способность удерживаться в негерметизированных узлах трения, т.е. отсутствие текучести при малых и средних нагрузках; лучшие смазочные и защитные свойства, высокая экономичность. Их используют

там, где невозможно использовать жидкое масло. Применение смазок вместо масла позволяет снизить массу узла трения на 25 %. Недостатки пластичных смазок плохая охлаждающая способность труящихся поверхностей, отсутствие выноса продуктов износа из зоны трения, сложность подачи к узлу трения.

Пластичная смазка состоит из двух компонентов: масляной основы (минерального, синтетического, растительного или другого масла) и твердого загустителя (мыльного или немыльного). Смазки обычно содержат стабилизатор структуры и присадки, нередко и различные наполнители (графит, дисульфит молибдена, порошкообразные металлы или их оксиды и др.). Загуститель образует твердый структурный каркас, внутри которого содержится масло.

Основные эксплуатационные свойства пластичных смазок — предел прочности на сдвиг, вязкость, механическая стабильность, термическая стабильность и термоупрочнение, коллоидная и химическая стабильность, водостойкость и способность предотвращать фреттинг. Наряду с реологическими характеристиками (прочностными и вязкостными) важное значение, для оценки качества смазки, имеют трибологические характеристики — нагрузка и нагрузка сваривания.

Принимая во внимание особенности работы роликоопор ленточных конвейеров горных предприятий, будем считать важными следующие эксплуатационные свойства пластичных смазок:

1) Предел прочности на сдвиг характеризуется минимальным напряжением сдвига, при котором в пластичной смазке разрушается структурный каркас и она приобретает текучесть. Предел прочности зависит от температуры: при повышении температуры он снижается.

Таблица 2

Литол-24 (ГОСТ 21150-75)	BP Energearse LS-EP2, LS3, LC 2, LCX 222 Shell Alvania RL 2,3, Alvania EP(LF) 2, 3, Retinax EP 2 Mobil Mobilux 2, 3, EP2, EP3, Mobilgrease MP Exxon Beacon 3 Castrol: Castrol LM, LMX Agip: Agip F1 CR MU3, Agip F1 CP FC3 Teboil Multi-Purpose Grease Texaco Hytex EP-2 Unocal 76 Multiplex Red Grease 2 Valvoline General Multi Purpose Grease
ПИЦИ-15 (ТУ 38 УССР 201224-80)	BP Energearse SY 2202 Shell AeroShell Grease 6 Mobil Mobilux 2, EP2 Teboil Multi-Purpose Grease
ШРБ-4 (ТУ 38 УССР 201224-77)	BP Energearse L21 M, LC 2M, SY-HT 462M, LS-EP 2, SY 2202 Shell Retinax HD 2 Kluber Lubrication Centoplex 132 BV FIAT KB-521
ШРУС-4 (ТУ 38 УССР 201312-81)	BP Energearse L21 M, LG 2M, SY-HT 462M Shell Retinax HDX 2 Kluber Lubrication Caxtrobase MS 20 Texaco Hytex EP-2 Dow Corning Molikot VN2461C
Фиол-2У (ТУ 38 УССР 201266-79)	BP Energearse SY 2202 LS-EP 2, LC 2, LCX 222 Shell Retinax HD 2 Kluber Lubrication Centoplex 278M Castrol MS 3 Grease FIAT MRM-2
ФИОЛ-2М (ТУ 38 УССР 101233-75)	BP Energearse L21 M, LC 2M SY-HT 462M Shell Retinax HDX 2 Mobil Mobilgrease Special Exxon Beacon Q2 Castrol Spheerol LMM, Castrolease LMM, MS3 Texaco Glissando FL 738, FLA22, Texalube F Molytex2 FIAT Jota-2M
КСБ (ТУ 38 УССР 201115-76)	Kluber Lubrication Centoplex 3 CU
ДТ-1 (ТУ 38 УССР 201116-76)	Exxon Arapen BC 290(2)
ЦИАТИМ-201 (ГОСТ 6267-74)	FIAT SP-349
ВНИИ НП-242 (ГОСТ 20421-75)	BP Energearse SY 2002, SY-HT 2 Shell AeroShell Grease 6, 22 Mobil Mobiltemp SHC 32 Teboil O-Grease BP Energearse L21 M, LC 2M, SY-HT 462M Shell Alvania RL 3, Nenta HV 2 Mobil Mobilgrease Special, Mobilux EP2 EP3 Exxon Beacon EP2, Q330.3 Castrol Castrolease LMM, MS3 Texaco Glissando FL 738, Texalube F

Окончание табл. 2

№ 158 (ТУ 38 101320-77)	BP Energearse LS-EP 2, SY 2202 Shell Alvania RL 1 Nyco Interm Inc Nyco Grease 57c
ПЗ-31 (ТУ 381011144-88)	BP Energearse LS-EP 3 LC 2, LCX 222, SY 2202 Shell Alvania RL 2, AeroShell Grease 7 Mobil Mobilgrease 22 Exxon Beacon 325 Texaco Low Temp EP

2) Механическая стабильность — это способность смазки противостоять разрушению. Она существенно зависит от типа и концентрации загустителя, химического состава масла, температуры смазки, интенсивности механического воздействия.

3) Коллоидная стабильность характеризует возможность выделения дисперсионной среды (масла) из смазки при хранении и эксплуатации.

4) Химическая стабильность — это стойкость смазок против окисления при хранении и эксплуатации. Окисление смазок снижает их антикоррозионные и прочностные свойства, ухудшает коллоидную стабильность, смазочную и защитную способность. При повышении температуры окисление смазок ускоряется.

5) Термическая стабильность и термоупрочнение (способность смазок сохранять свои эксплуатационные свойства без изменения при повышенных температурах).

6) Температура каплепадения — это температура, при которой смазка из пластичного (полутвердого) состояния переходит в жидкое. Плавление пластичных смазок сопровождается значительным изменением их свойств.

7) Противоизносные свойства пластичных смазок определяют на четырехшариковой машине трения; предельно допустимые значения износа шариков устанавливают в зависимости от назначения смазок и условий их эксплуатации.

Из вышеперечисленных эксплуатационных свойств можно выделить три группы: прочностные (предел прочности на сдвиг, механическая стабильность, коллоидная стабильность, противоизносные свойства); температурные (термическая стабильность, температура каплепадения); химические (химическая стабильность).

Пластичные смазки по назначению делят на четыре группы: антифрикционные, консервационные, канифольные, уплотнительные (ГОСТ 23258-78).

Структура выпуска пластичных смазок по загустителю определяет уровень их качества в целом. По структуре вырабатываемых смазок наша страна значительно отстает от европейских стран и США, где основными являются литиевые смазки. Доля литиевых смазок от общего объема их выпуска в США составляет 60 %, в Западной Европе — 70, в России — 24 %. Основу ассортимента пластичных смазок (около 45 %), выпускаемых в России, составляют устаревшие гидратированные кальциевые смазки, выпуск которых, например в США, не превышает 4 %. Производство натриевых и натриево-кальциевых смазок в нашей стране составляет около 31 % общего объема их выпуска. У этих смазок удовлетворительные эксплуатационные свойства. Их применяют в интервале температур от -30 до +100 °C.

В табл. 2 приведен сравнительный анализ рынка пластичных смазок (смазки отечественного производства и их зарубежные аналоги).

Основное направление в улучшении качества современных смазочных материалов состоит в применении синтетических масел в качестве масляной основы при использовании мыльных литиевых загустителей. Большое распространение получило применение различных противоизносных присадок расширяющих область применения и улучшающих антифрикционные свойства смазок. Основные характеристики современных универсальных смазок довольно близки, что усложняет задачу подбора наи-

более подходящих из них, в соответствии с требованиями, предъявляемыми к основным эксплуатационным показателям смазок применяемых в роликоопорах ленточных конвейеров горных предприятий.

Исходя из всего выше изложенного в испытательной лаборатории «Топлива и смазочных материалов» кафедры Горной механики и транспорта МГГУ была поставлена задача выбора ряда отечественных и зарубежных пластичных смазок и уточнения для них коэффициентов используемых при определении сил сопротивления движению и определения надежности работы роликоопор ленточных конвейеров.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Шахмайстер Л.Г., Дмитриев В.Г. Теория и расчет ленточных конвейеров. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1987. 336 с.: ил.
2. Приселский Г.В., Титов А.А., Клейнерман И.И. Выбор смазки для роликов ленточных конвейеров, работающих в северных условиях. Шахтный и карьерный транспорт. Вып. 1. Под общей редакцией чл.-кор. Ак СССР А. О. Спиваковского. М., «Недра», 1974. 368 с.
3. Титов А.А. Исследование и создание роликов с долгодействующей смазкой для ленточных конвейеров горнодобывающей промышленности: Дис. ... канд. техн. наук. – Киев, 1975. – 209 с.
4. Галкин В.И. Исследование динамических нагрузок и выбор конструктивных па-раметров роликоопор шахтных ленточных конвейеров: Дис. ... канд. техн. наук. – М.: 1975. – 123 с.
5. Дьяченко В.П. Исследование и повышение надежности роликоопор ленточных конвейеров при транспортировании крупнокусковых грузов на горных предприятиях: Дис. ... канд. техн. наук. – М., 1981. – 159 с.
6. Перель Л.Я., Филатов А.А. Подшипники качения: Расчет, проектирование и обслуживание опор: Справочник. – М.: Машиностроение, 1992. – 606 с.
7. Крагельский И.В., Добычин М.Н., Комболов В.С. Основы расчетов на трение и износ. – М.: Машиностроение, 1977. – 526 с.
8. Кузнецов А.В. Топливо и смазочные материалы. – М.: Коллес, 2007. – 199 с. ГИАБ

#### КОРОТКО ОБ АВТОРАХ

Малахов Валерий Алексеевич – кандидат технических наук, доцент кафедры горная механика и транспорт, e-mail mr\_mva@mail.ru

Галкин Алексей Владимирович – аспирант кафедры Горная механика и транспорт., e-mail Spoke87@yandex.ru

Московский государственный горный университет,  
Moscow State Mining University, Russia, [ud@msmu.ru](mailto:ud@msmu.ru)



UDC 621.892.5; 62-233.27; 621.867.2

## KEY MEASURES OF SERVICE PROPERTIES OF GREASE LUBRICANTS FOR MINE BELT CONVEYOR CARRYING ROLLERS

Malakhov V.A., Candidate of Engineering Sciences, Assistant Professor, e-mail mr\_mva@mail.ru  
Galkin A.V., Graduate student, e-mail Spoke87@yandex.ru  
Moscow State Mining University, Russia, [ud@mamu.ru](mailto:ud@mamu.ru)

In this article the necessity of clarifying the coefficients used in calculation the resistance movement and to determine the reliability of the roll set belt conveyors, for modern greases produced by domestic and foreign industry.

The analysis of experimental test data on roller belt travel resistance force components showed that the travel resistance force was affected by bearing box charge with lubricant, seal design and ambient temperature. A series of roller designs with bearing boxes using different grease lubricants BNZ-3, BNZ-3M (cold-resistant) and others were tested.

Having processed the test data using the mathematical statistics method, the relation for roller spinning resistance force was derived. The calculation of durability of bearing boxes using oil with kinematic viscosity  $\nu \geq 12 \text{ cSt}$  at  $nD_o \geq 10000$  under working temperature is recommended to perform with taking into account conditions required for oil film formation on the contact surface of rolling bodies and roller paths, in accord with elastodynamic lubrication theory.

The author describes key measures of service properties of grease lubricants now in use in the domestic and foreign industry. Grease lubricant service properties are grouped into strength properties (shear strength, mechanical stability, colloid stability, wear resistance), temperature properties (temperature stability, drop temperature) and chemical properties (chemical stability).

Comparative analysis of grease lubricant market (Russian manufacture and foreign analogs) is performed.

It is assigned to choose some domestic and foreign manufacture grease lubricants and, on this basis, to test coefficients included in estimation of travel resistance force and reliability of belt conveyor carrying rollers.

### REFERENCES

1. Shakhmeister L.G., Dmitriev V.G., 1987. Theory and Calculation of Belt Conveyors, 2nd Edition. Moscow: Mashinostroenie. P. 336.
2. Prisedsky G.V., Titov A.A., Kleinerman I.I., 1974. Selecting lubricants for carrying rollers of belt conveyors in use under conditions of the north, Mine and Open Pit Transportation, Spivakovsky A.O. (Ed.). Moscow: Nedra. P. 368.
3. Titov A.A., 1975. Research and design of rollers with long-term serviceable lubrication for belt conveyors in mining, PhD Eng Dissertation. Kiev. P. 209.
4. Galkin V.I., 1975. Dynamic loading analysis and design parameters selection for mine belt conveyor carrying rollers, PhD Eng Dissertation, Moscow. P. 123.
5. Dyachenko V.P., 1981. Study and improvement of reliability of belt conveyor carrying rollers during coarse cargo transportation in mines, PhD Eng Dissertation. Moscow. P. 159.
6. Perel L.Ya., Filatov A.A., 1992. Rolling Bearings: Calculation, Design, Bearing Seat Maintenance. Reference Manual. Moscow: Mashinostroenie. P. 606.
7. Kragelsky I.V., Dobychin M.N., Kombalov V.S., 1977. Fundamentals of Friction and Wear Calculation. Moscow: Mashinostroenie. P. 526.
8. Kuznetsov A.V., 2007. Fuel and Lubricants. Moscow: Kolos. P. 199.

