

рельса и поверхностью подкладки или шпалы. В связи с этим изменялись граничные условия исследуемой прокладки для каждого отдельного расчета и этапа нагружения.

С целью реализации этой процедуры и исследования напряженно-деформированного состояния отдельных рифлей и прокладки в целом была модифицирована конечно-элементная вычислительная программа SCAD, что позволило распространить ее на расчет процессов деформирования и напряженного состояния прокладок с различными формами поверхности и свойствами упругости. Точность общей процедуры решения показана на примере расчета упругой полиуретановой прокладки типа ПРП 2.1 с синусоидальной поверхностью. Практическое использование этого метода нашло применение при определении рациональной формы рифлей и свойств упругости для различных типов подрельсовых и нащпальных прокладок по критериям упругости и прочности.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Повышение надежности работы верхнего строения пути в современных условиях эксплуатации: Сб. научн. тр. / Под ред Л. Г. Крысанова. – М. : Интекст, 2000. – 142 с.
2. Карпущенко Н. И. Совершенствование рельсовых скреплений / Н. И. Карпущенко, Н. И. Антонов. – Новосибирск: Из-во СГУС, 2003. – 300 с.
3. Надежность железнодорожного пути / В. С. Лысюк, В. Б. Каменский, Л. В. Башкатова; Под ред. В. С. Лысюка. – М.: Транспорт, 2001. – 286 с.
4. Шахуняц Г. М. Некоторые вопросы исследования работы резиновых прокладок повышенной упругости для пути с железнодорожными шпалами / Г. М. Шахуняц, А. А. Демидов // Тр. МИИТ. – 1971. – Вып. 354. – С. 3–76.
5. Говоруха В. В. Прогнозирование долговечности резиновых прокладок промежуточных скреплений рельсового пути с учетом нестабильности свойств материала / В. В. Говоруха // Межд. Симпозиум «Механика эластомеров». – 2001, Днепропетровск, окт. 2001 г.: тез. докл. – Д., 2001. – С. 11.
6. Говоруха В. В. Обобщенные нелинейные модели деформирования и разрушения и методы прогнозирования долговечности вязкоупругих элементов рельсового пути / В. В. Говоруха // Геотехническая механика: Межвед. сб. научн. тр. / ИГТМ НАН Украины. – Днепропетровск, 2001. – Вып. 24. – С. 94–113.
7. Говоруха В. В. Механика деформирования и разрушения упругих элементов промежуточных рельсовых скреплений / В. В. Говоруха: Моногр. – Днепропетровск: Лира, 2005. – 388 с.
8. Говоруха В. В. Исследование нагруженности, прочности и деформации рельсовых скреплений / В. В. Говоруха // Вісник Дніпропетр. Нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – Вип. 11. – Д., 2006. – С. 29–40.
9. Говоруха В. В. Физико-технические основы создания элементов рельсового транспорта шахт и карьеров / В. В. Говоруха. – К. : Наук. думка, 1992. – 200 с.
10. Декларацийний патент на винахід. Україна (UA) МКП⁷ E01B9/54. Прокладка / В. В. Говоруха, М. Д. Костюк, Я. В. Дубневич. – №49767A; Заявлено 13.06.2002. Опубл. 19.09. 2002, Бюл.№9. – 3 с.
11. Патент на промисловий зразок. Україна (UA) МПК 12-99. Прокладка підрейкова гумова /В. В. Говоруха, М. Д. Костюк, Я. В. Дубневич. – №6367; Заявлено 13.06.2002. Опубл. 15.08. 2002, Бюл.№ 8. – 3 с.: іл.

УДК 621.891

Д.т.н. Э.А. Ткаченко, д.ф.-м.н. В.Н. Чехов

НЕСУЩАЯ СПОСОБНОСТЬ СМАЗАННЫХ ЛАБИРИНТНЫХ УПЛОТНЕНИЙ, НАХОДЯЩИХСЯ В КОНТАКТЕ С ПЕРИОДИЧЕСКИ РАСПОЛОЖЕННЫМИ СКОЛЬЗЯЩИМИ ЭЛЕМЕНТАМИ

На основі моделі змішаного тертя встановлено режим при якому реалізація ефекту несучої здатності мастильної плівки є найбільш імовірною та суттєвою. Результати чисельного розрахунку піддано експериментальній перевірці. Надано рекомендації для інженерних методів розрахунку. Упроваджені патентозахищені лабиринтні торцеві ущільнення в конструкціях підшипникових вузлів стрічкових конвеєрів.

LOAD SUPPORT OF LUBRICATED LABYRINTHS SEALS IN CONTACT WITH REGULARLY SPACED SLIDERS

Within the framework of the model mixed lubrication effect of supporting liquid layer was found. Some aspects of parallel sliding load support in the mixed friction regime have been reconstructed for the labyrinth seal. The recommendation for engineering calculation methods are formulated.

Конструкция лабиринтного уплотнения предполагает создание извилистой траектории потока смазки между полостями высокого давления подшипникового узла и низкого давления окружающей среды при помощи ряда последовательных бесконтактных ограничителей и разделительных камер. В ограничителях статическое давление смазки в потоке преобразуются в кинетическую энергию, которая в свою очередь должна по возможности полностью рассеиваться при расширении потока в промежуточных разделительных камерах. Традиционно используемые лабиринтные уплотнения с зигзагообразной и ступенчатой геометрией щелевых каналов разрабатывались на базовых принципах проявления эффекта герметичности, когда небольшое уменьшение зазора более способствует уменьшению утечки, чем значительное удлинение пути потока уплотняющих каналов. В многочисленных экспериментах [1] продемонстрировано, что при относительном скольжении параллельных поверхностей в разделительной смазочной пленке развивается большая полезная несущая способность, одним из мощных механизмов возникновения которой является отклонение от параллельности. Вместе с тем утверждается [2], что истинно параллельное скольжение представляет собой идеальный случай, которого невозможно добиться в условиях эксперимента.

Несмотря на все усилия осуществить в чистом виде эксперимент по параллельному скольжению, некоторые побочные эффекты создают условия, благоприятные для возникновения гидродинамической несущей способности. При постановке экспериментов ставилась задача показать, что при параллельном скольжении коаксиальных цилиндрических поверхностей в условиях обильной смазки, в отличие от условий граничной смазки, увеличение скорости относительного скольжения неизменно приводит к уменьшению трения. Для объяснения полученных результатов экспериментов использована модель смешанного трения, которую целесообразно преобразовать применительно к условиям работы и конструктивным особенностям лабиринтных уплотнений. На базе полученных экспериментальных и теоретических результатов выдать рекомендации, касающиеся оптимальных параметров лабиринтных уплотнений и позволяющих повысить надежность подшипниковых узлов в условиях эксплуатации ленточных конвейеров.

Теоретическая модель. Состояние сопрягаемых поверхностей достаточно точно описывается моделью смешанного трения, когда шероховатость обеих поверхностей представлена комбинированной шероховатостью. Несущая

способность в данном случае состоит из двух частей: обусловленной давлением в неполной масляной пленке и контактом микронеровностей:

$$W = W_f + W_m; \quad W_m = Ap_m P(H > h); \quad W_f = \frac{\mu \vartheta}{h^2} BL^2 f(L, B), \quad (2.1)$$

где W_f , W_m - несущая способность, обусловленная давлением смазки и контактом микронеровностей соответственно; A - площадь сопряжения; $P(H > h)$ - вероятность наличия местной толщины пленки H , превышающей номинальную толщину h ; p_m - давление течения менее твердого материала сопряжения; B , L - ширина и длина уплотнительного элемента; μ - вязкость смазки; ϑ - скорость скольжения; $f(L, B)$ - функция относительной толщины пленки в одномерном уплотнении.

В режиме смешанной смазки трение создается как вязким сдвигом, так и контактом микронеровностей

$$F = F_m + F_f; \quad F_m = f_g W_m; \quad F_f = \frac{\mu \vartheta BL}{h}, \quad (2.2)$$

где f_g - коэффициент граничного трения; F_f , F_m - сила трения, обусловленная контактом микронеровностей и вязким сдвигом соответственно.

В (2.2) принято, что номинальная толщина пленки одинакова по всей зоне сопряжения уплотнительных элементов. В итоге коэффициент трения имеет следующий вид:

$$f = \frac{F_f + F_m}{W}. \quad (2.3)$$

Представленная модель смешанного трения в поставленной задаче используется двумя способами:

1. Для определения границы режима смешанного трения. Если толщина пленки в уплотнительном зазоре смешанного трения становится достаточно большой, член несущей способности микронеровностей исчезает и (2.3) принимает вид:

$$f \geq f_f = \frac{F_f}{W}, \quad (2.4)$$

а максимальное значение жидкостного трения определяется выражением

$$f_{f,\max} = \frac{\mu \vartheta BL}{Wh_{\min}}. \quad (2.5)$$

Характер контактирующих поверхностей позволяет считать [2], что в большинстве реальных случаев минимальная толщина пленки h_{\min} не бывает намного ниже значения 3σ , т.е.

$$h_{\min} \approx 3\sigma, \quad (2.6)$$

где $\sigma = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2}$ - комбинированная шероховатость (или среднеквадратическое отклонение); σ_1 , σ_2 - среднеквадратическая шероховатость сопрягаемых поверхностей 1 и 2 соответственно.

С учетом (2.5) и (2.6) максимально возможное значение коэффициента вязкого трения в режиме смешанного трения равно

$$f_{f,\max} = G \frac{L}{3\sigma}; \quad G = \frac{\mu 9B}{W}. \quad (2.7)$$

Параметр $f_{f,\max}$ (2.7) используется при оценке экспериментальных данных по трению. Если коэффициент трения выше этой величины, имеет место некоторый контакт микронеровностей, поскольку вязкое трение не может превышать величину $f_{f,\max}$. Напротив, если коэффициент трения ниже $f_{f,\max}$, это означает, что толщина пленки больше 3σ , т.е. действует механизм, повышающий давление в смазке и увеличивающий толщину пленки в такой степени, что контакт микронеровностей прекращается и коэффициент вязкого трения становится меньше $f_{f,\max}$.

2. Для аппроксимации члена несущей способности, обусловленной давлением смазки, и сравнения теории с экспериментом. При этом принимается, что механизм, обуславливающий появление давления смазки, имеет функциональную форму упругого отжатия (в поперечном сечении) равнопрочной балки качающейся относительно точки защемления. В результате коэффициент трения определяется из выражения [2]

$$f = G \frac{L}{h_{\min}} + f_s \left[1 - G \left(\frac{L}{h_{\min}} \right)^2 f(L, B) \right]; \quad W_f < W; \quad W_m \neq 0. \quad (2.8)$$

При полной пленке в зазоре сопрягаемых поверхностей коэффициент трения имеет вид:

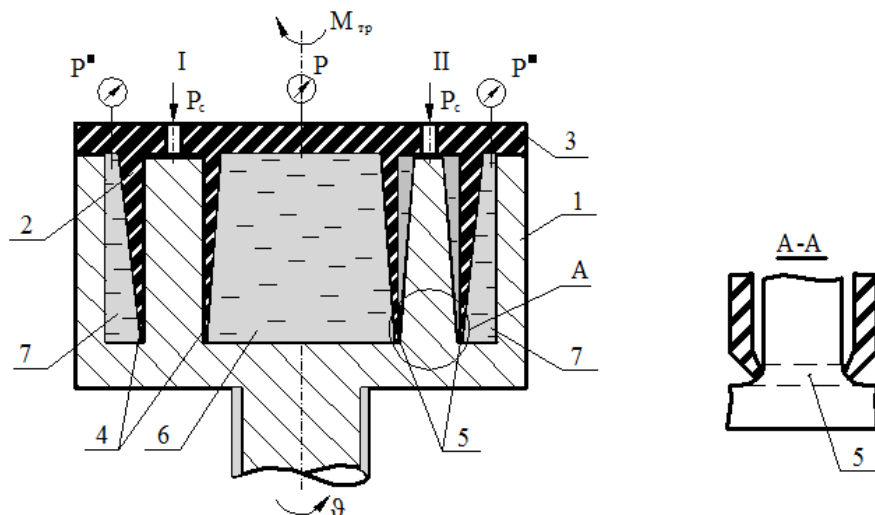
$$f = \sqrt{G/f(L, B)}. \quad (2.9)$$

Здесь функция $f(L, B)$ вводится, чтобы отразить широкий диапазон возможных зависимостей, но в действительности представляет собой функцию относительной толщины пленки.

Экспериментальные исследования. Согласно известному положению теории смазки, если пленка не имеет форму сужающегося клина, то нельзя ожидать, что давление в ней будет увеличиваться, обеспечивая несущую способность. Для оценки влияния отклонения от параллельности образующих коаксиальных цилиндров использован специально созданный наклон образующих вращения жесткого элемента сопрягаемой пары $2\Delta h = d_1 - d_2$, где d_1 - диаметр контактного пояса с уплотнительными кромками в основании вращающегося выступа жесткого элемента; d_2 - диаметр верхней части усеченного конуса вращающегося элемента.

Объектом испытания является одноступенчатая часть лабиринтного уплотнения (рис.1) с движущимися параллельно аксиальным опорным полым цилиндром 1 и равнопрочной цилиндрической стенкой 2, защемленной в ступице невращающегося элемента конструкции 3 и противоположным концом опирающейся кромкой 4 на контактный пояс 5 вращающегося цилиндра 1. В стадиях изготовления и сборки поверхности сопряжения притираются,

моделируя при испытаниях параллельное скольжение образующих поверхностей, в зазоре которых находится пленка смазочного материала. Материал вращающегося цилиндра – сталь 20 с полированной поверхностью и полиэтилен высокого давления; материал контртела – термоэластопластичный полиуретан марок Витур 1433 и 213, отличающиеся модулем упругости и пределом упругой деформации.



I – параллельное скольжение при конформном сопряжении поверхностей;
 II – скольжение с отклонением образующей опорной поверхности сопряжения.

Рис. 1 - Модельная часть трибометра

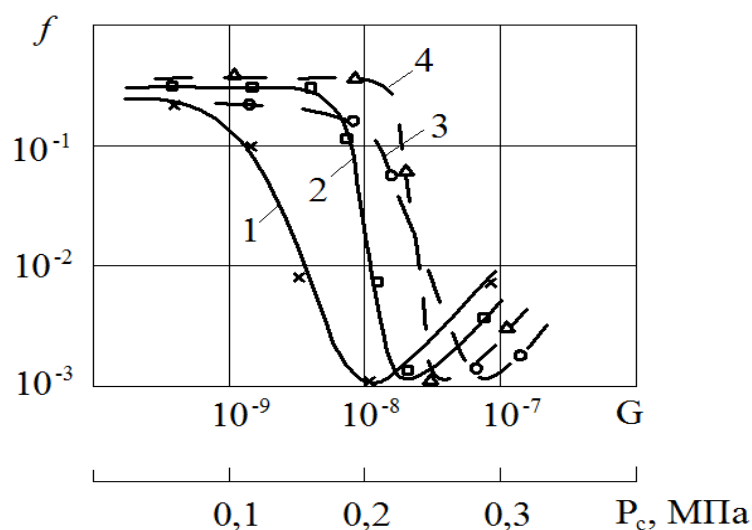
Исследуется два механизма упругоэластичной деформации невращающейся части лабиринтного сопряжения: 1) в режиме гидростатической смазки, при которой полное разделение поверхностей сопряжения, находящихся в относительном движении или покое, осуществляется жидкой или консистентной смазкой, поступающей в зазор между этими поверхностями под внешним давлением P_c ; 2) в режиме гидродинамического трения, при котором слой смазки, разделяющий поверхности трения, образуется за счет формы и скорости относительного скольжения поверхностей сопряжения. В обоих режимах давление в смазочной пленке должно достигнуть значения, при котором упругоэластичная стенка радиально деформируется и размыкает уплотняющую кромку 4 в зоне контактного пояса 5. Для обеспечения гидродинамической смазки выполнялись следующие основные требования: смазка удерживается в зазоре между скользящими поверхностями уплотняющей кромкой 4; в слое смазки при относительном скольжении, возникающее внутреннее давление уравнивается силами упругого поджатия равнопрочной цилиндрической стенки, опирающейся на контактный пояс 5 и внешним давлением смазочного материала в области расширительной камеры 6,7; смазка смешанная (жидкостная) полностью разделяет скользящие поверхности; толщина слоя смазки, находящейся между скользящими поверхностями превышает высоту микронеровностей поверхностей сопряжения.

Специализированный трибометр (рис.1), предназначенный для испытания одного типа элементов сопряжения лабиринтных уплотнений оснащен трибографом для измерения и записи величины силы трения. Режимы и условия испытаний приведены в табл.1. Анализ условий равновесия, вероятность возникновения на уплотняющем пояске реакционных сил от уплотняющей кромки 4 и возможность появления на контакте сил диссипативного характера определяются по характеру изменения регистрируемых сил трения. Используя описанный подход, проведено моделирование для двух вариантов образования несущей пленки, исходные данные для которых представлены в табл.1.

Таблица 1 - Условия и режимы, используемые в численных расчетах и экспериментах

Механизм образования несущей пленки	L, мм	B, мм	ϑ , м/с	μ , Па·с	P_c , МПа	Δh_{min}	L/3 σ	σ , мкм
Гидростатический	12,4	110; 94	0,01	$17,4 \cdot 10^{-3}$	0,1-0,4	0,001÷0,02	124000	0,033
Гидродинамический	12,4	110; 94	0,1-0,5	$17,4 \cdot 10^{-3}$	-	0,001÷0,02	124000	0,033

4. Анализ результатов исследований. Из анализа результатов для смазок типа БМЗ-3 (рис.2) следует, что при меньшем угле наклона кривая $f-G$, полученная по модели смешанного трения (2.9), имеет ту же форму, что и экспериментальная кривая, однако проявление гидродинамических эффектов задерживается. При увеличении угла наклона опорной поверхности гидродинамические эффекты начинают действовать намного раньше, и можно утверждать, что кривая, построенная по результатам численного расчета, действительно характеризует экспериментальные данные. Следует отметить, что наименьший наклон образующих опорного конуса, в котором проявляется эффект несущей способности полной масляной пленки, соответствует изменению диаметра по высоте конического цилиндра $\Delta h_{min} \approx 0,02$ мм. Сравнение расчета с экспериментами, при низкой жесткости упругих кромок невращающегося элемента сопряжения, связано с определенными трудностями. Из-за небольшой длины L упруго-эластичных цилиндрических кромок наклон образующих опорной поверхности для низковязких смазок весьма велик, а характеристика даже при таком наклоне получилась лучше найденной в эксперименте. Применительно к условиям модели выбран широкий диапазон непараллельности, в котором наиболее характерно проявляется несущая способность смазочной пленки и можно объяснить полученные результаты.



тигидродинамическая смазка; ---- гидростатическая смазка.
 (1, 4 - $f(L, B)=0,02$; 2, 3 - $f(L, B)=0,005$)

Рис. 2 - Сравнение эксперимента и модели смешанного трения.

Расчет уравнения (2.9) производился для различных значений параметров согласно табл. 1. Расчетные и экспериментальные данные приведены на рис.2. Следует отметить, что значение $f(L, B)=0,02$ сопоставимо с фактическим значением для лабиринтного уплотнения с приработанными поверхностями сопряжения. Из анализа рис.2 вытекает ряд выводов. Во-первых, модель смешанного трения хорошо прогнозирует общую форму кривых как для гидродинамического, так и гидростатического механизма создания давления в разделительно-смазочной пленке. Таким образом, существование гидродинамического механизма определенно подтверждает фрикционные характеристики параллельного скольжения. Во-вторых, выяснилась сильная зависимость от параметра $L/ \Delta h_{min}$. Этот факт обусловлен тем, что несущая способность по принятому гидромеханическому механизму также тесно связана с этим отношением. Соответственно, как показывает рис.2, при низком $L/ \Delta h_{min}$ происходит значительная задержка в снижении трения. Этот результат согласуется с экспериментальными данными и для гидростатического механизма создания избыточного давления в зазоре. Последнее объясняется определенным отличием образования разделительной пленки в начальной стадии параллельного скольжения и сходным механизмом ее удержания в зазоре за счет уплотнительной кольцевой кромки в пределах устойчивого давления равновесия внутреннего давления в смазочной пленке и упругих параметров воздействия внешней среды. В-третьих, при использовании критических значений кривые, полученные на основе модели смешанного трения, неудовлетворительно согласуются с экспериментальными данными. Согласование оказывается лучшим, если кривые построены с использованием значений параметров для сугубо вязкого трения. Таким образом, принятая функциональная форма в первом приближении является достаточно точной. Кривые для режима смешанного трения показывают, что механизм

возникновения несущей способности, обусловленной давлением смазки, является мощным источником, что и гидродинамические механизмы связаны со специально определенной геометрией.

5. Разработка уплотнительных систем высокой надежности. Одним из путей повышения надежности лабиринтных уплотнений является образование рабочими поверхностями уплотнительных элементов конфузورных и диффузорных щелей [3]. Лабиринтное уплотнение (рис.3) включает: не вращающуюся втулку 1 с жесткими уплотнительными элементами 2; вращающуюся втулку 3 с кольцевыми пазами и упруго-эластичными кромками 4.

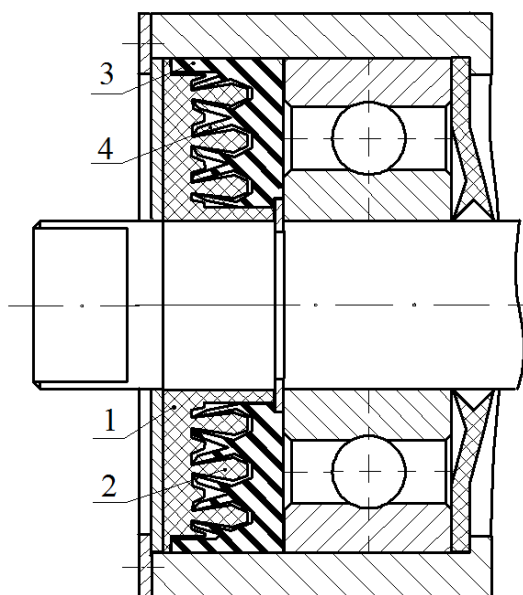


Рис. 3 - Лабиринтное уплотнение высокой герметичности.

В процессе сборки лабиринтного торцового уплотнения упруго-эластичные кольцевые кромки 4 при осевом перемещении втулки 1 деформируются, упруго обжимая в установленном положении основания жестких кольцевых выступов 2. В статическом состоянии смазка концентрируется в замкнутых камерах, образованных конфузорными и диффузорными конусными кольцевыми щелями жестких уплотнительных элементов и эластичными кольцевыми кромками. Избыток смазки при сборке выдавливается в пазухи, образованные нерабочими поверхностями упруго-эластичных кольцевых кромок и трапецидальной торцевой поверхностью зазоров ступеней вращающейся втулки. Герметизирующие контактные поверхности, образованные упругим обжатием упруго-эластичными кромками основания жестких элементов, замкнутые камеры и запирающие пазухи, образованные на длине проточной части многоступенчатого лабиринтного уплотнения, препятствуют проникновению внешней среды в уплотняемый узел и инфильтрации из узла даже низковязких масел.

В динамическом режиме не вращающиеся 2 и неподвижные 4 элементы уплотнительной системы создают подвижные герметизирующие поверхности сопряжения. При этом высокие требования к размерам сопрягаемых поверхностей не предъявляются, так как плотность сопряжения обеспечивается в процессе приработки контактирующих поверхностей вращающейся и неподвижной втулок. Особенность характерная для лабиринтных уплотнений, работающих с разными жидкостями в широком диапазоне значений вязкости, а именно, существенное снижение трения с ростом скорости, проявляется в системах с параллельным скольжением при обильной смазке до некоторого значения скорости, когда возможно возникновение несущей способности пленки смазки. Нарушение этих условий приводит к выбросу смазки из замкнутой камеры в запирающую пазуху, что приводит к снижению давления в щелях замкнутой камеры и уменьшению толщины смазочной пленки в зоне сопряжения уплотняющей кольцевой кромки вплоть до непосредственного контакта с основанием жестких уплотнительных элементов. Последнее вызывает рост коэффициента трения и увеличение сопротивления вращению уплотнительной системы в целом. Однако слой смазки, концентрирующийся в замкнутых камерах и запирающих пазухах, обеспечивает не только снижение трения и износа контактирующих герметизирующих поверхностей, но и является дополнительной герметизирующей средой лабиринтного уплотнения, запирающей многоступенчатый лабиринтный канал уплотнения. Гидростатическая сила, возникающая в результате неравномерности щелей на длине проточной части, вызывает дополнительное поджатие упруго-эластичных кольцевых кромок к основанию жестких уплотнительных элементов невращающейся втулки. Перекос и биение оппозитных втулок, вызванные неточностью сборки лабиринтного уплотнения не снижают надежности герметизации. Это обусловлено многоступенчатостью уплотнения и податливостью упруго-эластичных кромок, компенсирующих зазор, образованный неточностью установки. В любом случае оппозитные втулки приспособляются к геометрии осевого положения при вращении, что обеспечивается способностью полимерных и эластомерных материалов к релаксации и перераспределению напряжений.

Ресурсные стендовые испытания показали высокую надежность лабиринтных уплотнений при герметизации подшипниковых узлов роликов ленточных конвейеров. Эксплуатационные испытания роликоопор ленточных конвейеров, работающих в подземных выработках и карьерах позволили провести широкомасштабное внедрение патентозащищенной разработки в горнометаллургической и угольной отраслях промышленности.

Выводы. Показано, что в многочисленных применениях уплотнительной техники, с движущимися параллельно опорной поверхности контртелами, разделительные масляные пленки воспринимают нагрузку, способную деформировать упругие элементы конструкции лабиринтного уплотнения. При этом рабочие поверхности надежно разделены слоем смазки, трение невелико, а износ уплотнительных кромок минимален. Рекомендованы оптимальные

параметры и разработано лабиринтное уплотнение, позволяющее значительно повысить надежность системы уплотнения подшипниковых узлов роликов ленточных конвейеров.

Список литературы

1. Лебек А.О. Несущая способность при параллельном скольжении в режиме смешанного трения. Часть1. Экспериментальные данные. / А.О. Лебек // Проблемы трения. 1987 - №1.-С. 119-127.
2. Лебек А.О. Несущая способность при параллельном скольжении в режиме смешанного трения. Часть2. Оценка механизмов. / А.О. Лебек // Проблемы трения. 1987 - №1.-С. 127-1237.
3. А.с. 1520283 СССР, МКИ 4 – F16J15-34 Лабиринтное торцовое уплотнение / Э.А. Ткаченко (СССР) - №4378131/31-29 заявл. 15.02.88, опубл. 07.11.89, Бюл. №41.

УДК 622.411.332.023.623:622.83

М.А. Ильяшов, А.В. Агафонов (ЗАО «Донецксталь» – металлургический завод»), В.Н. Кочерга (МакНИИ), А.А. Боднарь (ОАО Угольная компания «Шахта «Красноармейская-Западная №1»), С.И. Скипочка, В.В. Круковская (ИГТМ НАН Украины)

ЯВЛЕНИЕ СНИЖЕНИЯ ДЕБИТА МЕТАНА В ОЧИСТНУЮ ВЫРАБОТКУ ИЗ ПРОДУКТИВНОГО УГЛЕПОРОДНОГО МАССИВА ПРИ ИНТЕНСИВНОЙ ОТРАБОТКЕ ПОЛОГИХ УГОЛЬНЫХ ПЛАСТОВ

Наведено результати дослідження метановиділення до очисного вибою та на виїмкових ділянках шахти «Красноармійська-Західна №1» при швидкості посування очисного вибою близько 9 м/доб. Розрахунками підтверджується факт зниження метановиділення із газоносних порід та вугільних прошарків, що підробляються, при інтенсифікації видобутку.

THE PHENOMENON OF METHANE OUTPUT DECREASE IN THE MINING FACE FROM THE PRODUCTIVE COAL-ROCK MASSIF BY INTENSIVE WORKING OF FLAT-LYING COAL SEAMS

Results of researches of the gas emission in mining faces and on production units of coal mine at face advance about 9m/day are presented. The reduction of gas emission from a undermined gas rocks and coal layers at the intensification production of coal is confirmed by calculations.

Опыт проектирования и разработки очистных забоев с нагрузкой более 3 тыс. т/сут показал, что результаты прогноза ожидаемого дебита метана и распределения его по источникам выделения, основанного на природной метаноносности угля, не соответствуют данным, полученным при ведении горных работ, т.к. расчетные методы базируются на эмпирических зависимостях, полученных в лавах, подвигавшихся со скоростью менее 6 м/сут [1]. На практике было замечено, что фактический дебит метана в очистной выработке при интенсификации угледобычи существенно отличается от расчетной величины, определяемой в соответствии с нормативной методикой. При увеличении среднесуточной добычи от 470 до 3970 т расчетный дебит метана в очистной выработке увеличивается в 3,3 раза, а фактический – практически остается на одном уровне.