

А.Н. Коптовец, канд. техн. наук

(Украина, Днепропетровск, Национальный горный университет)

ОЦЕНКА ТЕХНИЧЕСКОГО УРОВНЯ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА ШАХТНОГО РЕЛЬСОВОГО ТРАНСПОРТА ПО ЭФФЕКТИВНОСТИ ТОРМОЖЕНИЯ

Цель работы: разработка измерительного и расчетного методов определения показателей качества для оценки технического уровня подвижного состава шахтного рельсового транспорта по эффективности торможения.

Методы определения показателей и оценка качества продукции приняты в соответствии со стандартами [1 – 4].

На подвижном составе шахтного рельсового транспорта тормоза колодочно-колесного типа размещаются только на локомотивах. Тормоз по назначению является рабочим и показатели эффективности торможения поезда определяются показателями эффективности тормоза локомотива.

Успешное освоение высоких скоростей движения и повышение весовых норм шахтных поездов, а также повышение безопасности локомотивного транспорта в значительной мере зависит от применяемых тормозных расчетов. Технический уровень объектов техники повышается за счет принятия оптимальных решений, которые приводят к улучшению их показателей назначения [5, 6].

Как результат испытаний колодочно-колесного тормоза шахтных локомотивов [7, 8] предлагаем в качестве расчетных нормативов характеристики его рабочего процесса: изменение коэффициента и температуры трения тормозной колодки в зависимости от скорости скольжения относительно колеса и усилия ее прижатия.

Преобразование рабочих характеристик тормоза в эксплуатационные (изменение тормозной силы, работы, мощности и продолжительности торможения, тормозного пути и температуры нагрева тормозных колодок в зависимости от скоростного и нагрузочного режимов торможения) осуществляется за счет известных аналитических соотношений между параметрами трения и режимными параметрами торможения фрикционного узла. Если испытания тормоза проводить на натурном образце и режимы трения моделировать с масштабным коэффициентом равным 1, то основным условием перехода от скорости скольжения фрикционной пары к скорости движения локомотива является полное отсутствие блокирования колесных пар. При этом прижатие колодок к колесу будет тормозным нажатием.

Принимаем допущение, что тормоз срабатывает мгновенно до полной расчетной силы нажатия, которая действует на всем тормозном пути.

Характеристики тормоза

Рабочие:

– кинетическая характеристика трения

$$\varphi = 0,731 - 0,202 \cdot 10^{-1} K - 0,85 \cdot 10^{-1} V \pm 0,015; \quad (1)$$

– температурная теплового режима трения [10]

$$\tau = 16,9 + (783,7KV + 252,8K^2V^2 - 314,6KV^2 - 542,6K^2V + 119,1V^2 + 516,6K - 320,6V - 121,0K^2)(1 - e^{-0,005t}), \text{ }^\circ\text{C}, \quad (2)$$

где φ – коэффициент трения тормоза; K – нажатие колодки, кН; V – относительная скорость скольжения пары трения, м/с.

В уравнении (2) K – в даН.

Члены правой части уравнений расположены в порядке убывания силы их влияния на показатель выхода. Различие в влиянии K и V на φ незначительно. Влияние τ на φ не обнаружено.

Характеристики получены для унифицированных тормозных колодок рудничных электровозов из чугуна СЧ12-28. Область изменения V до 3 м/с, K до 12 кН.

Эксплуатационные:

Тормозная сила, которую реализует одна колодка

$$B_k = K_T \varphi_k. \quad (3)$$

Так как все современные локомотивы имеют одинаковое нажатие, то

$$B = \sum_{k=1}^n K_T j_k = n K_T j_k. \quad (4)$$

Скорость движения при торможении на остановку

$$V = V_1 t - \frac{V_1 - V_H}{b} (e^{bt} - 1), \quad (5)$$

где t – текущая координата времени, с;

$$b = \frac{a_2 K}{m_n}, \quad V = \frac{a_0 - a_1 K}{a_2};$$

a_0, a_1, a_2 – параметры характеристики (1); m_n – приведенная масса поезда, кг.

Изменение скорости при замедлении движения

$$\frac{dv}{dt} = b e^{bt} (V_H - V_1), \quad (6)$$

где V_H – скорость движения поезда в начале торможения, м/с.

Путь торможения

$$S = V_1 t - \frac{V_1 - V_H}{b} (e^{bt} - 1). \quad (7)$$

Продолжительность торможения до полной остановки

$$t_T = \frac{1}{b} \ln \frac{V_1}{V_1 - V_H} . \quad (8)$$

Действительный тормозной путь

$$S_T = \frac{1}{b} \left(V_1 \ln \frac{V_1}{V_1 - V_H} - V_H \right) . \quad (9)$$

Среднее действующее за период торможения усилие

$$B_{cp} = \frac{\int_0^{t_T} B(t)V(t)dt}{S_T} = A - B \frac{V_H^3 e^{bt_T}}{3bS_T V_1} . \quad (10)$$

При этом реализуется среднее значение коэффициента трения

$$j_{cp} = \frac{B_{cp}}{K_T} = 0,45 . \quad (11)$$

Тормозные колодки характеризуются местным нагревом, зона которого удалена на $1/3 - 1/4$ общей длины колодки от ее набегающего торца. Максимальная температура фрикционного нагрева, которым обменивается колодка с окружающей средой, приходится на боковую поверхность. Ее изменение определяется выражением

$$t_{\kappa} = (0,73 \dots 1,0) \frac{KjV}{0,1 + 1,4V + V^2} \left(1 - e^{-(0,0015 + 0,0025V)t} \right) . \quad (12)$$

Допустимое замедление поезда

$$a_{\partial on} = \frac{\left[\frac{Py}{\kappa_{cy}} \pm (P + G)i + Gw \right]}{P + Gx} g \quad (13)$$

и скорость движения

$$V_{\partial on} = \sqrt{a_{\partial on} S_T + (a_{\partial on} t_{II})^2} - a_{\partial on} t_{II} , \quad (14)$$

где P – вес локомотива, кН; G – вес состава, кН; i – уклон пути, ‰; w – удельное сопротивление движению, Н/кН; ζ – коэффициент инерции вращающихся масс; g – ускорение свободного падения, м/с²; κ_{cy} – коэффициент запаса сцепле-

ния колес локомотива с рельсами; ψ – коэффициент сцепления локомотива; t_{Π} – время подготовки тормоза к действию, с.

При условии

$$V_n \leq V_{\text{дон}}$$

расчетные значения параметров t_{τ} , S_{τ} , τ_k а также характер их изменения t , S , τ будут отражать их действительные значения и характер изменения в эксплуатационных условиях.

Методика испытаний тормозов

Так как современное развитие науки не позволяет аналитически описать процессы трения в тормозных механизмах, то особую роль приобретает методика их испытаний, которая давала бы некоторый единый подход исследования характеристик в определенной области экспериментальных условий.

Предлагаем полный факторный эксперимент, который представляется матрицей планирования типа 3^2 .

Порядок плана рандомизируется случайным образом. Обработка результатов испытаний и представление их выполняется в виде статистических оценок в соответствии с ГОСТ 16263-70, 11.004-74, 8011-72, 11.002-73, 11.006-74. Величина интервала варьирования должна быть больше удвоенной квадратичной ошибки фиксируемого фактора.

Максимальное значение тормозной силы локомотива определяется сцеплением его колесных пар с рельсами

$$B_{\text{max}} = P\psi. \quad (15)$$

Устойчивое торможение происходит при

$$B < B_{\text{max}}. \quad (16)$$

В реальных условиях эксплуатации тормоза только автоматически можно поддерживать равенство (15), так как ψ является непрерывной функцией во времени и имеет случайный характер. Использовать (15) в тормозных расчетах недопустимо, так как современные методики располагают дискретными значениями ψ .

Чтобы использовать условие (16), необходимо располагать законами реализации B в реальных условиях эксплуатации. Практически в данной ситуации необходимо иметь запас силы по сцеплению, которым учитывать изменение ψ и B при эксплуатации:

$$B = \frac{P\psi}{k_{\text{сц}}}. \quad (17)$$

Поэтому факторный план должен быть реализован на стенде, где возможно сохранять условие испытаний (15). Эксплуатационные характеристики, которые определяются $k_{\text{сц}}$ (17) предоставляют промышленные испытания, используя методы множественной корреляции.

Расчет показателей назначения тормоза

Тормозная сила поезда

Для расчета тормозной силы поезда удобно пользоваться методом приведения $K\varphi_k$ к $K_p\varphi_{кр}$, что дает уравнение (4).

Достигается это введением расчетной величины $\varphi_{кр}$, которая не зависит от K и выражается через соотношение

$$K\varphi_k = K_p\varphi_{кр}.$$

Откуда

$$K_p = K \frac{j_k}{j_{кр}}.$$

Зависимость $\varphi_{кр}$ по переменной K следует определить фиксированным значением K_i

$$\varphi_{кр} = f(K = K_i, V).$$

Для уравнения (1) удобно принять

$$K = 0,$$

что позволяет получить

$$\varphi_{кр} = a_0 - a_2V,$$

при этом

$$K_p = K \left(1 - \frac{a_1K}{a_0 - a_2V} \right).$$

Тогда

$$B = j_{кр} \sum_{k=1}^n K_p. \quad (18)$$

Применение метода приведения лишает необходимости решать уравнение $\varphi_{кр}$ относительно K . Это решение численно выполнять нельзя как неверное.

В табл. 1 приведены значения расчетной силы нажатия K_p тормозной колодки на колесо в зависимости от действительного нажатия K . В знаменателе приведено отношение усилий

$$\frac{K}{K_p} = k.$$

Таблица 1

Зависимость расчетной силы нажатия от действительной

Действительное нажатие, кН	Скорость движения, м/с					
	0	1	2	3	4	5
1	0,97	0,97	0,96	0,95	0,95	0,93
	1,03	1,03	1,04	1,05	1,05	1,07
2	1,88	1,88	1,86	1,82	1,78	1,72
	1,06	1,06	1,07	1,10	1,12	1,16
3	2,73	2,73	2,60	2,61	2,52	2,40
	1,10	1,10	1,13	1,15	1,19	1,25
4	3,56	3,48	3,42	3,32	3,16	2,92
	1,12	1,15	1,17	1,20	1,26	1,37
5	4,30	4,20	4,10	3,95	3,70	3,30
	1,16	1,19	1,21	1,26	1,35	1,51
6	4,98	4,86	6,48	4,42	4,08	3,54
	1,20	1,23	1,28	1,36	1,47	1,69
7	5,60	5,46	5,25	4,90	4,41	3,64
	1,25	1,28	1,33	1,43	1,59	1,92
8	6,24	6,00	5,68	5,28	4,56	3,60
	1,28	1,33	1,41	1,51	1,75	2,22
9	6,75	6,48	6,03	5,67	4,77	4,51
	1,33	1,39	1,49	1,59	1,89	2,56
10	7,20	6,80	6,40	5,70	4,70	3,20
	1,39	1,47	1,56	1,75	2,13	3,12

Усилие нажатия в 1 кН вызывает изменения φ_k , которое находится в пределах его ошибки ($\pm 0,02$). Поэтому рассматривать изменение K до 1 кН в практических расчетах не имеет смысла. С учетом этих соображений скорость необходимо рассматривать с точностью до 0,2 м/с. В табл. 1 приведено изменение скорости в пределах 1 м/с, так как это изменение V до 5 кН нажатия приводит к изменению K_p в пределах 1 кН. При нажатии больше 5 кН имеет смысл рассматривать V с точностью менее 1 м/с.

Ограничение тормозной силы по сцеплению и определение коэффициента нажатия тормозных колодок

Колодочно-колесный тормозной механизм удовлетворяет требованиям торможения при условии надежного силового замыкания колес с рельсами, которое выражается следующим образом:

$$\sum K j_k \leq P_k \Psi. \quad (19)$$

В данном случае представляет интерес предельный случай (19)

$$j_{кр} \sum K_p = P_k \Psi. \quad (20)$$

Разделив переменные (20) получим коэффициент нажатия тормозных колодок

$$\frac{\sum K_p}{P_k} = \frac{\Psi}{j_{кр}} = d_p.$$

Для исключения юза на всех режимах торможения должно быть выполнено условие:

$$d_p = \frac{\Psi_{\min}}{j_{\max}} = d_{\min}. \quad (21)$$

Для условий угольных шахт

$$\Psi_{\min} = 0,08.$$

Условие

$$j_{кр} = j_{\max}$$

выполняется, если $V \rightarrow 0$, т.е.

$$j_{\max} = 0,731 + 0,02 = 0,78.$$

Следовательно, условие (20) выполняется при

$$d_p = \frac{0,08}{0,75} = 0,11.$$

Использование d_{\min} при проектировании позволит устранить блокирование колес в диапазоне изменения скорости от $V = V_n$ до $V = 0$. Однако при этом будет значительно недоиспользован сцепной вес подвижного состава в начале торможения, когда требуется получить максимальный тормозной эффект.

Конструкционная скорость шахтных локомотивов 7,1 м/с. При этом

$$j_{кр} = 0,731 - 0,618 - 0,02 = 0,09,$$

$$d_p = \frac{0,08}{0,09} = 0,89.$$

Применяя это значение d_p в конструкции тормоза, можно полностью использовать сцепной вес подвижного состава. Для предотвращения юза в этом

случае необходимо иметь противоблокировочные устройства, надежно работающие в диапазоне изменения скорости от $V = 7,1$ м/с до $V = 0$.

Таким образом, эксплуатационные режимы торможения подвижного состава рельсового локомотивного транспорта находятся в пределах изменения расчетного коэффициента нажатия тормозных колодок от 0,1 до 0,9. Определить действительное нажатие на колодку можно последовательным расчетом

$$\begin{cases} \sum K_p = d_p P_k \\ \sum K = \sum K_p k, \end{cases} \quad (22)$$

где k – коэффициент эффективности, который определяется из табл.1 по известному значению K_p и принятому значению V .

Например, для условий рельсового шахтного транспорта ограничим тормозную силу исходя из следующих соображений. Ограничим тормозное нажатие его допустимым значением при 3 м/с. Тогда

$$\begin{aligned} j_{кр} &= 0,47; \\ d_p &= \frac{0,08}{0,47} = 0,17. \end{aligned}$$

Ограничение тормозной силы при уменьшении скорости ниже 3 м/с должно осуществляться регулированием тормозной силы.

Для конкретной нагрузки на колесо действительное нажатие определяется расчетом (22). В общем случае можно задать условия, которыми ограничить тормозную силу для различных нагрузок на колесо. Для этого необходимо получить действительный коэффициент нажатия тормозных колодок

$$d = kd_p.$$

Если требуется исключить юз при скорости движения выше 3 м/с пользуясь нажатием до 4 кН, то получим

$$k = 1,2.$$

Тогда

$$\delta = 0,17 \cdot 1,2 = 0,2.$$

Проектируя на эти условия тормозные механизмы подвижного состава получим значения допустимого усилия нажатия на колеса.

Допустимая температура нагрева тормозных колодок

Фрикционный нагрев колодок должен быть ниже температуры вспышки масел, применяемых для эксплуатации локомотивов, на величину температуры

окружающей среды и среднеквадратичную сумму погрешностей экспериментального определения температуры колодки.

Температура вспышки масла индустриальное 45 ГОСТ 1707-51, которое применяют в редукторах электровозов, составляет 190 °С. Погрешности определения температуры составляют:

- измерения (8 %) – 13 °С ;
- показаний термометра (4 %) – 6 °С ;
- аппроксимации (13 %) – 21 °С.
- всего – 26 °С.

Температура атмосферы в шахте регламентируется ПБ и составляет 26 °С.

Следовательно, нагрев тормозных колодок рудничных электровозов можно допустить до температуры 138 °С.

Расчетные режимы электровозной откатки по тяге и торможению

Имеющиеся в практике тяговых расчетов теоретические и логические основания, а также разработанные эксплуатационные характеристики тормоза шахтных локомотивов позволяют перейти от натуральных испытаний к вычислительному эксперименту на ЭВМ.

Результаты расчета для отдельных типов подвижного состава представлены в табл. 2, которые проводили в следующем порядке:

- выбор массы поезда;
- определение допустимой скорости и выбор расчетной скорости движения;
- определение тормозной силы, необходимой для остановки поезда на нормируемом тормозном пути;
- определение величины тормозной силы для длительного торможения на спуске;
- определение температуры нагрева колодки при длительном торможении с учетом торможения на остановку;
- выявление влияния количества вагонов и скорости движения на величину нагрева тормозной колодки;
- определение эксплуатационных режимов откатки безопасных по фактору нагрева тормозных колодок.

На каждой колодке тормоза развивается мощность до 8,2 кВт. При этом может быть реализовано максимальное значение тормозной силы 6,7 кН при тормозном нажатии 12 кН. Мощность тормоза позволяет использовать его на всех типах шахтных локомотивов в режиме стояночного торможения без ограничения тяговых способностей.

В соответствии с характеристикой (12) торможение длительностью больше 750 с следует считать длительным. Длительность переходного процесса охлаждения колодки составляет $2 \cdot 10^3$ с.

При служебном торможении в длительном режиме применение тормоза ограничивается фрикционным нагревом колодок (138 °С) до 25 % на локомотивах типа АМ8; до 20 % – К14; до 15 % – К10. На предельных уклонах рельсового пути (50 ‰) для номинальной скорости откатки требуется 8, 13, 16 кВт тормозной мощности соответственно для указанных типов локомотивов. Сле-

довательно, рабочему торможению удовлетворяют только локомотивы АМ-8. Более тяжелые типы локомотивов требуют увеличения мощности тормозных средств в соответствии с тяговой мощностью. Рекууперация энергии торможения обеспечивает значительную экономию.

Для серийных электровозов коэффициент запаса по сцеплению следует принимать 1,3. В результате зависимости тормозной силы от скорости движения тормоз недоиспользует на эксплуатационных режимах до 53 % сцепного веса локомотива.

Удельная тормозная сила превышает эксплуатационные значения коэффициента сцепления рудничных локомотивов. Поэтому применять дополнительное торможение с приводом на колеса имеет смысл с целью резервирования тормозных средств. В связи с этим увеличивать тормозную мощность на средних и тяжелых типах локомотивах следует нагружением осей или дополнительно применять тормозные средства, отличные от колодочно-колесного типа.

Технические требования на проектирование тормозной системы для повышения технического уровня подвижного состава

Улучшить характеристики тормоза позволяют следующие технические решения. Жесткость привода должна соответствовать следующим условиям:

$$k \geq 4m_k \frac{V_H^2}{R^2}$$

при автоматическом управлении торможением в релейном режиме;

$$k < \frac{m_k V_H^2}{4R^2} = \sqrt{\frac{2a_2 V_H \bar{K} d^2}{a_1 \Delta^2 m_k}}$$

при безюзовом управлении в автоматическом режиме, где R – радиус колеса по кругу катания, м; m_k – приведенная масса тормозной колодки, кг; d – коэффициент демпфирования; Δ – статический дебаланс колеса, мм.

Настоящие рекомендации следует рассматривать с учетом конструктивных решений:

- минимальный ход ведущего звена привода;
- условие достаточности деформации Δ для обеспечения максимального нажатия, т.е.

$$k = \frac{K_{\max}}{\Delta}$$

Результаты вычислительного эксперимента

Тип локомотива	Уклон пути, %	Режимные параметры										
		допускаемые по тяге						по эффективности торможения				
		Масса поезда, т		Тормозная нагрузка колески, т/см ²	Скорость движения, м/с	Тормозная мощность, кВт	Работа торможения, кДж	Масса поезда по торможению, т	Тормозная нагрузка колески, т/см ²	Скорость движения, м/с	Тормозная мощность, кВт	Работа торможения, кДж
		по сцеплению	по нагреву двигателей									
АМ-8	25	70	45	0,20	2,7	4,97	919	45	0,20	2,7	4,97	919
	30	51	39	0,17	2,7	5,61	1038	39	0,17	1,8	3,74	1039
	35	49	35	0,15	2,8	6,10	1092	35	0,15	1,5	3,25	1082
	40	39	30	0,13	2,7	6,34	1173	30	0,13	1,2	2,82	1173
	45	33	24	0,12	3,2	6,54	1014	24	0,12	1,6	3,48	1085
	50	30	21	0,09	3,4	6,48	1147	21	0,09	1,6	3,45	1079
К14	15	143	143	0,61	2,1	4,91	1169	143	0,61	2,1	4,91	1169
	20	118	118	0,51	1,7	6,12	1780	81	0,34	1,0	2,58	1290
	25	99	99	0,42	1,2	5,40	2251	53	0,23	1,2	3,18	1325
	30	84	84	0,36	0,4	2,04	2550	28	0,12	1,5	3,87	1280
	35	75	65	0,28	0,3	1,5	2550	19	0,08	1,7	3,60	1058
	40	62	50	0,21	1,0	5,14	2570	12	0,05	1,7	3,64	1070
	45	56	43	0,18	0,1	0,51	2550	16	0,07	0,7	1,84	1314
50	50	34	0,15	1,2	5,92	2469	15	0,06	0,6	1,81	1508	
К10	20	81	81	0,35	1,8	4,45	1236	81	0,35	1,8	4,45	1236
	25	68	68	0,29	1,4	4,34	1549	50	0,21	1,1	2,60	1181
	30	59	50	0,21	1,6	5,74	1718	31	0,13	1,5	3,70	1234
	35	50	43	0,18	1,0	3,84	1920	25	0,11	1,5	3,74	1246
	40	43	37	0,16	0,4	1,64	2010	19	0,08	1,1	2,72	1236
	45	37	28	0,12	1,4	5,51	1968	19	0,08	1,0	2,96	1480
	50	34	25	0,11	1,0	3,85	1925	15	0,06	1,0	2,81	1405

Передаточное число рычажной передачи можно увеличивать до 12. Длину колодки принимать из условия

$$\begin{cases} l \geq \frac{3a}{V}, \\ a = \frac{l}{cg}, \\ \frac{aF}{c} = 0, \end{cases}$$

где l – длина колодки, м; λ – коэффициент теплопроводности; c – удельная теплоемкость; α – коэффициент теплоотдачи; γ – плотность материала колодки, кг/м; F – площадь поверхности колодки, м².

Износ колодки

$$\begin{cases} j > \sqrt{\frac{4I l}{3Vcg}}, \\ \frac{dI(t_T)}{dK} = 0, \end{cases}$$

где j – интенсивность износа, мм/м; I – накопленный износ, мм.

Толщину колодки принимать

$$h = \frac{\ln \frac{t_K}{a_2 K}}{\sqrt{\frac{V_H}{2a}}}.$$

Рекомендации по габаритным размерам колодки и износу направлены на снижение ее тепловой нагруженности.

Тормозное нажатие назначать не более 12 кН на одну колодку.

Степень подвижности кинематических пар рычажной передачи сохранять равной 1. Прочность рычагов назначать из отношения тормозной силы к весу локомотива равному 0,3.

С целью стабилизации $B(v)$ коэффициент a_2 должен быть минимальным. Повышения эффективности тормоза требует

$$\frac{a_0^2}{a_1} = P y$$

без регулирования тормозного нажатия;

$$\frac{(a_0 - a_2 V_H)^2}{a_1} = P_y$$

с регулированием. С целью повышения интенсивности торможения при

$$V = V_H$$

необходимо устанавливать

$$V_H < V = \frac{a_0 - a_1 K}{a_2}.$$

Выводы

До сих пор единственной величиной, которая принята исходной для тормозных расчетов шахтного локомотивного транспорта, является максимальное по сцеплению значение тормозной силы локомотива. Следовательно, расчету подвергались только предельные режимы торможения, служебное торможение различной интенсивности рассчитать не представлялось возможным. При этом расчетные режимы характеризуются в эксплуатации частичным или полным блокированием колесных пар локомотива, что ведет к повышенному износу бандажей, рельсов, снижению эффективности торможения и безопасности локомотивного транспорта. Технический уровень подвижного состава рельсового транспорта шахт по эффективности торможения ниже, чем по эффективности тяги, что требует снижения массы или скорости движения поезда.

Разработаны основы тормозных расчетов, которые позволяют предложить новые принципы совершенствования фрикционного способа торможения [9]:

- 1) использовать обратные связи по динамическим координатам тормозного механизма;
- 2) прогнозировать технологию производства материалов для изготовления тормозных колодок.

Указанные принципы позволяют программировать рабочие характеристики тормоза для конкретных условий эксплуатации на стадии разработки и проектирования тормозной системы, оптимизировать эксплуатационные характеристики его, достичь автоматического управления торможением.

Список литературы

1. ГОСТ 15467-79. Управление качеством продукции.
2. ГОСТ 2.116-84. Карта технического уровня и качества продукции.
3. ГОСТ 27.002-83. Надежность.
4. ГОСТ 3.1102-81. Технологическая документация.
5. Артемьев Е.И., Кравец Л.Г. Изобретения. Уровень техники. Управление. – Энергия. М., 1977. – 147 с.
6. Диксон Дж. Проектирование систем: изобретательство, анализ и принятие решений. – Пер. с англ. М.: Мир, 1969. – 118 с.
7. Коптовец А.Н. Выбор формы связи между параметрами трения в тормозном механизме с применением дискриминантного анализа // Подъемно-транспортная техника. – 2007. – №3. – С. 27–32.

8. Ренгевич А.А., Коптовец А.Н. Шляхов Э.М. Исследование эксплуатационных характеристик колодочно-колесного тормоза рудничных локомотивов // В кн.: Шахтный и карьерный транспорт. – М.: Недра, 1978. – Вып. 4. – С. 233–241.
9. Коптовец О.М., Бобыльов О.О., Ширін Л.Н. Спосіб регулювання сили тертя. Патент на корисну модель № 49159 від 26.04.2010. МПК (2009). G05Д 15/00.