

Управление скольжением колесных пар локомотива по критерию минимума износа в контакте «колесо — рельс»



К. С. Перфильев,
канд. техн. наук,
ведущий научный
сотрудник «Научно-
исследовательский
и конструкторско-
технологический
институт подвижного
состава» (АО «ВНИКИ»),



Г. М. Волохов,
д-р техн. наук,
главный научный эксперт
АО «ВНИКИ»,



С. Н. Журавлев,
канд. техн. наук,
заместитель главного
инженера
по перспективным
проектам АО «ВНИКИ»

Износ колес и рельсов — это фундаментальная проблема, связанная с потерей материала с рабочих поверхностей, вызванная их относительным движением. Данный показатель глубоко влияет на тяговые и динамические характеристики локомотивов и безопасность движения и в худшем случае может привести к сходу с рельсов.

Феномен износа в железнодорожной отрасли и его моделирование изучаются с момента зарождения железнодорожного транспорта [1–4]. В работе [5] предложены качественные модели поведения при износе, которые условно подразделяются на «умеренный» и «интенсивный» режимы для описания характеристик износа, наблюдаемых в экспериментальных результатах. Третий режим износа, определенный как «катастрофический», был установлен по результатам испытаний [6, 7].

В [7] предложено использовать термины: «износ типа 1 — умеренный», «износ типа 2 — интенсивный» и «износ типа 3 — катастрофический» для описания «стадий» износа, которые характеризуются скоростью износа, особенностью изнашиваемых поверхностей (в частности, их шероховатостью), а также размерами, морфологией и цветом продуктов износа.

Износ типа 1 сочетает в себе процессы как окислительный, так и качения — с проскальзыванием взаимодействующих поверхностей, в результате чего образуются фрагменты, содержащие оксиды и металлические частицы, которые удаляются в результате прогрессирующего роста и механического разрушения оксидного слоя при низкой скорости относительного скольжения.

Тип 2 характеризуется полностью металлическими изнашиваемыми остатками, возникновением микроскопической ряби на изнашиваемых поверхностях и некоторым переносом металла относительно контактирующих поверхностей. Здесь речь идет о процессе деформиро-

вания и разрушения без признаков усталостных трещин на поверхности.

Износ типа 3 приводит к образованию крупных фрагментов обеих контактирующих поверхностей. В экспериментальной работе [8] показана связь, и даны числовые границы качественных оценок 1–3 характеристик износа относительно плотности мощности скольжения и скорости износа (рис. 1).

Относительная (по отношению к текущей скорости локомотива) плотность мощности скольжения Pr/An (Н/мм^2) определяется как

$$Pr/An = FtVs/An,$$

где Ft — сила тяги на ободу колеса, Н;

Vs — относительная скорость скольжения (безразмерная величина);

$Аn$ — площадь контакта колесо — рельс, мм^2 .

Данные величины вычисляются или поддаются измерению в режиме реального времени. Номинальная площадь контакта вычисляется, исходя из профиля и материалов колеса и рельсов. Пример расчета для тепловоза 2ТЭ25А «Витязь» приведен в [10]. Коэффициент износа определяется по формуле

$$K_0 = \Delta m / \Delta W,$$

где Δm — потеря массы колеса и рельса через определенный интервал времени;

ΔW — фрикционная работа, рассеиваемая в контакте «колесо — рельс».

Величина потери массы, вызванной износом в единицу времени, указывает на уровень повреждений от износа. Для синтеза заявленного исследованием алгоритма управления скольжением колесных пар локомотива по критерию минимума износа в контакте «колесо — рельс» измерение

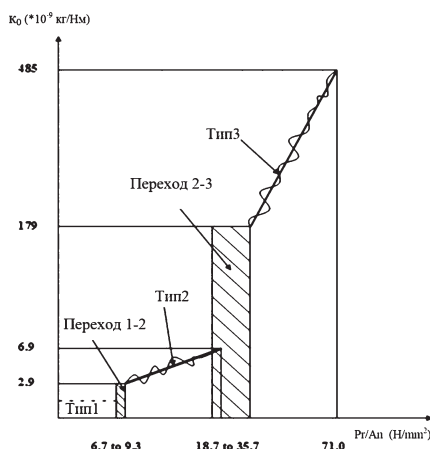


Рис. 1. Изменение коэффициента износа K_0 в зависимости от относительной плотности мощности Pr/An взаимодействия поверхности колеса из стали класса D с проскальзыванием по рельсовой стали UICV [8]

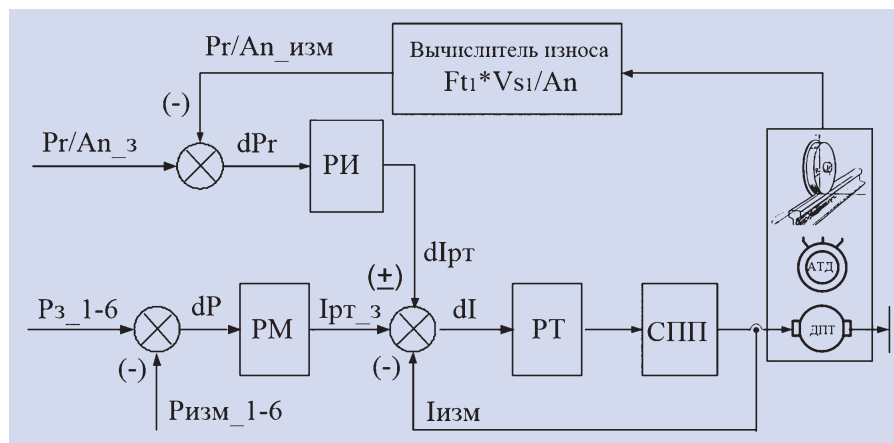


Рис. 2. Структура алгоритма управления тяговым приводом на основе стратегии контроля износа:

$P_{з\ 1-6}$ – заданная мощность дизель-генератора; $R_{изм\ 1-6}$ – действительная мощность; РМ – регулятор мощности; РТ – регулятор тока; РИ – регулятора износа; dI_{pt} – добавка; ДПТ – двигатель постоянного тока; АТД – асинхронный тяговый двигатель; СПП – силовой полупроводниковый преобразователь

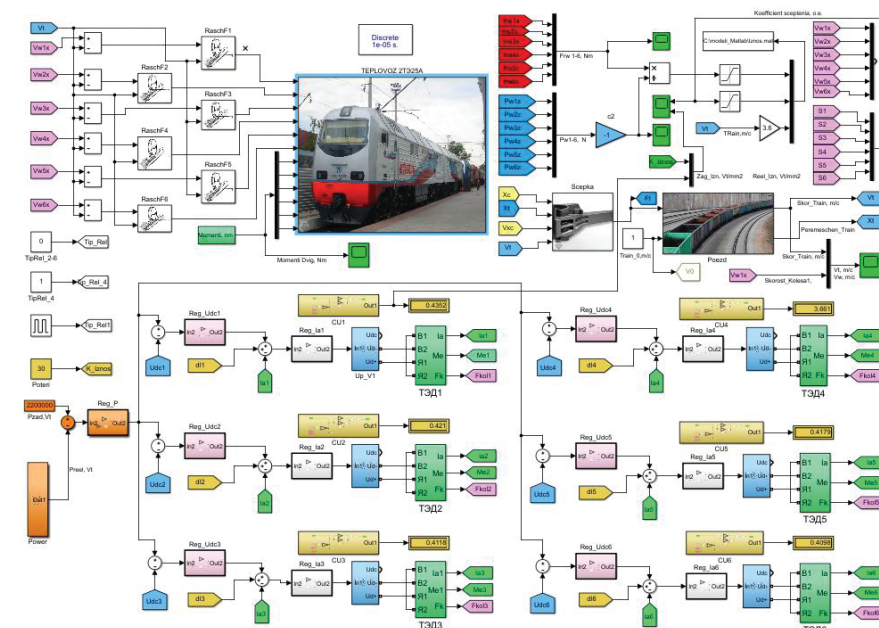


Рис. 3. Модель тепловоза в среде MATLAB_Simulink с управлением тяговым электроприводом по критерию минимума износа в контакте «колесо – рельс»

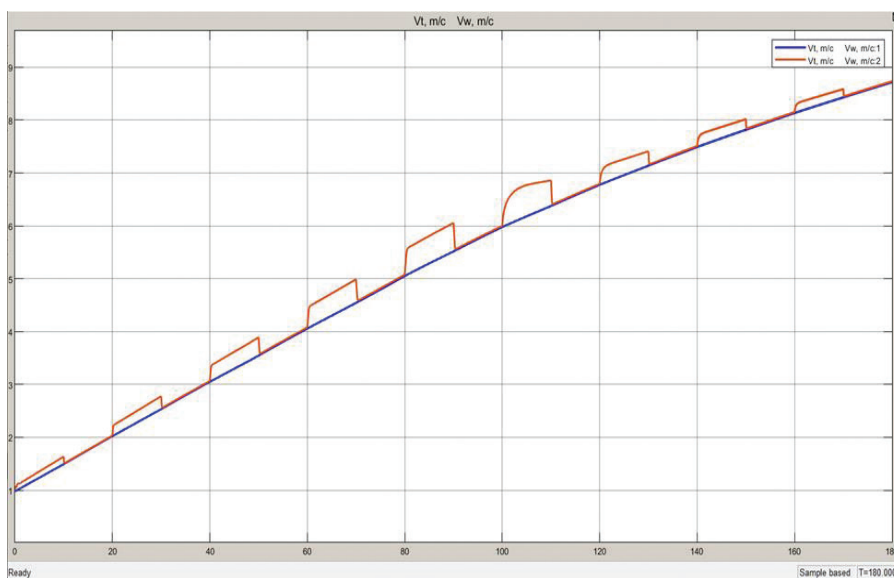


Рис. 4. Скорость тепловоза (синий) и первой колесной пары (коричневый)

коэффициента износа в режиме реального времени не требуется. Достаточно воспользоваться данными графика на *рис. 1*.

Чтобы избежать чрезмерного износа рельса и колеса, как в области типа 3 на *рис. 1*, значение индекса износа, разделяющее области типа 2 и 3, выбрано в качестве порога контроля износа. В данной работе пороговое значение относительной плотности мощности скольжения установлено на уровне 30 Н/мм².

Предлагаемая система управления тяговым приводом с контролем скорости износа в контакте «колесо – рельс»

На *рис. 2* приведена структура алгоритма управления тяговым приводом, реализующего стратегию контроля износа в контакте «колесо – рельс», основанную на приведенной модели износа (см. *рис. 1*).

Заданная мощность дизель-генератора $P_{з\ 1-6}$ поступает на вход сумматора, где сравнивается с измеренной действительной мощностью $R_{изм\ 1-6}$. На выходе регулятора мощности (РМ) получаем заданный по каждому тяговому двигателю ток (или заданный момент), который обрабатывается далее регулятором тока.

При этом к заданному с выхода РМ току добавляется (или вычитается) добавка dI_{pt} с выхода регулятора износа (РИ) «колесо – рельс», на вход которого поступает разница между заданным уровнем относительной плотности мощности скольжения (величина выбирается из графика по *рис. 1*) $Pr/An_{\ 3}$ и измеренной величиной плотности мощности скольжения $Pr/An_{\ изм}$.

Измеренная плотность мощности скольжения в контакте «колесо – рельс» вычисляется по заданной величине силы тяги в контакте «колесо – рельс» (определяется по величине реализуемого электромагнитного момента), относительному скольжению колеса (измеряется по датчику частоты вращения колесной пары и скорости локомотива) и по известной площади пятна контакта (заранее рассчитанная величина в зависимости от радиуса колеса, головки рельса, материалов колеса и рельса).

Регулятор износа регулирует тяговое усилие, создаваемое двигателем по следующему алгоритму. Пропорционально-интегральный регулятор износа «колесо – рельс» работает по отклонению заданной величины плотности мощности скольжения от измеренной. Если измеренное значение относительной плотности мощности скольжения ниже заданного порога, выполняется увеличение тягового усилия

колесной пары локомотива, в противном случае — снижение тягового усилия.

В зоне постоянства силы тяги локомотива выход РМ находится на ограничении по току тягового двигателя вплоть до выхода РМ в зону постоянства мощности. Величина ограничения по току (моменту), как правило, устанавливается из условия предполагаемого предельного тягового усилия по сцеплению, которое на самом деле неизвестно и постоянно изменяется в зависимости от условий сцепления. Именно в данной зоне обеспечивается наиболее эффективная работа предлагаемого алгоритма.

Регулятор износа автоматически изменяет задание на тяговое усилие локомотива под изменяющиеся условия сцепления, добавляя или вычитая значение тока (момента) к ограничению тока (момента) на выходе РМ. В случае построения системы управления локомотивом по принципу задания силы тяги во всем скоростном диапазоне РИ будет корректировать тяговое усилие также во всем диапазоне скорости движения.

На рис. 3 представлена модель тепловоза 2ТЭ25А в среде MATLAB_Simulink совместно с шестью моделями сцепления «колесо — рельс» Полаха [9], моделями автосцепки, поезда и «тягового электропривода с коллекторными двигателями постоянного тока» с поосной системой управления, реализующей стратегию контроля износа в контакте «колесо — рельс» в соответствии с алгоритмом рис. 2, основанным на представленной на рис. 1 модели износа. В реальности подобного тепловоза не существует, тем не менее это позволяет оценить все преимущества предлагаемого способа управления, поскольку имеется готовая к использованию модель тепловоза [10].

Модель тягового электропривода секции тепловоза включает в себя один общий регулятор мощности тепловоза (Reg_p) и шесть индивидуально управляемых тяговых приводов с собственными системами управления, работающими по критерию минимума износа в контакте «колесо — рельс» (CU1 — CU6). Выходы данных систем (dl1 — dl6) корректируют задание на ток каждого электродвигателя, формируемого соответствующими подчиненными регуляторами напряжения (Reg_Udc1 — Reg_Udc6).

Суммарное задание на ток тяговых двигателей (модели ТЭД1–ТЭД6) реализуется соответствующими регуляторами тока якоря ТЭД (Reg_Ia1–Reg_Ia6) через индивидуальные тиристорные выпря-

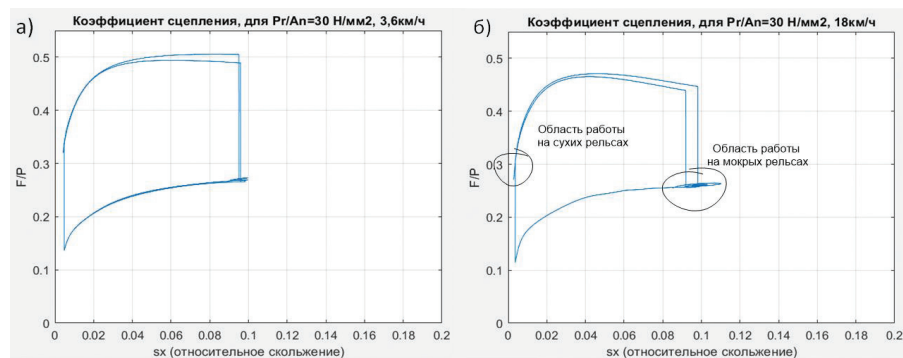


Рис. 5. Переход рабочей точки сцепления с кривой при сухих рельсах на кривую при мокрых рельсах и наоборот: а — скорость тепловоза 3,6 км/ч; б — скорость тепловоза 18 км/ч

мители (модели Up_V1–Up_V6). Задание на относительные потери мощности скольжения задаются в блоке Poteri на уровне 30 Н/мм² для всех шести регуляторов CU1 — CU6.

В итоге системы управления CU1 — CU6 регулируют токи тяговых электродвигателей во всех режимах работы, поддерживая скольжение и тягу на уровне, при котором износ колес и рельсов не превысит заданного допустимого. Как показывают результаты моделирования, сила тяги тепловоза при этом близка к максимально возможной по условиям сцепления.

Результаты моделирования

На рис. 4 показан процесс трогания поезда со скорости 1 м/с. Первая колесная пара тепловоза периодически наезжает на мокрые рельсы. При этом РИ автоматически поддерживает плотность мощности скольжения в контакте «колесо — рельс» на заданном (30 Н/мм²) уровне, тем самым реализуя такую максимально возможную по условиям сцепления силу тяги первой колесной пары, которая исключает катастрофический износ.

На рис. 5 показан процесс перехода рабочей точки коэффициента сцепления с кривой при сухих рельсах на кривую при мокрых рельсах. При этом на сухих рельсах относительное скольжение незначительное (около 0,003), а на мокрых в результате работы РИ оно составляет 0,095–0,1 и находится на кривой коэффициента сцепления вблизи максимума.

При этом максимум силы сцепления достигается примерно при одном и том же относительном скольжении вне зависимости от абсолютной скорости движения тепловоза. Это упрощает проектирование РИ, поскольку задание на уровень относительной плотности мощности скольжения колес не нужно изменять в зависимости от скорости движения тепловоза.

На рис. 6 показано, как работа РИ влияет на силу тяги тепловоза в условиях ухудшенного сцепления колес с рельсами при ограничении по току тяговых двигателей вблизи максимума (1000 А): изменение скольжения, силы тяги колесных пар и суммарной силы тяги тепловоза при включении и отключении РИ. Заданный максимальный ток всех шести двигателей определен на уровне 1000+150 А на работу РИ. Видно, что при отключенном РИ (22–41 с) первая колесная пара уже склонна к боксованию.

Тем не менее силы тяги всех колесных пар в данном диапазоне времени одинаковы за счет различного значения скольжения. Возникает вопрос о том, какую величину тока можно добавить каждому двигателю, чтобы он увеличил тягу, но его колесная пара не сорвалась в боксование. Включение РИ решает этот вопрос, что и показано на рис. 6 (диапазон времени 41–60 с).

Первый двигатель, колесная пара которого была склонна к боксованию, за счет работы РИ снизил свою силу тяги, остальные пять ее увеличили на величину, зависящую от силы нормального давления в контакте «колесо — рельс» на соответствующую ось. Общая сила тяги тепловоза увеличилась на 11 %. Причем при расширении диапазона работы РИ имеется больше потенциальных возможностей для увеличения суммарной силы тяги тепловоза от его работы.

На рис. 7 показано, что при работе тепловоза на промежуточных позициях контроллера машиниста (где предельный ток двигателей на выходе РМ снижен, например, до уровня 900 А, а диапазон работы РИ расширен до +250 А) при плохих условиях сцепления за счет РИ может быть достигнуто увеличение тяги на 27 % при контролируемом износе колесных пар.

На рис. 8 показана работа РИ при изменении заданной относительной плот-

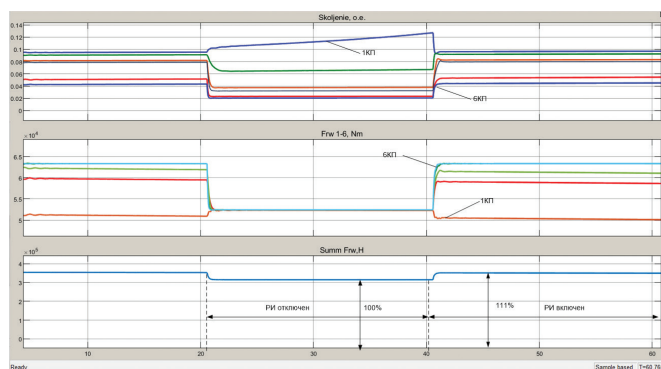


Рис. 6. Изменение скольжения (верхние кривые), силы тяги колес (средние кривые) и суммарной силы тяги тепловоза (нижняя) при включении и отключении ПИ при запасе на регулирование тока +150 А

ности мощности скольжения для первой колесной пары со значения 30 на 15, 25, 40, 30 Н/мм² (нижняя кривая — относительное скольжение первой колесной пары). Видно, что РИ уверенно поддерживает заданное значение плотности мощности скольжения.

Достоинство предложенного алгоритма регулирования состоит в том, что он не требует высокого быстродействия в части изменения тягового электромагнитного момента. Это позволяет его использовать в широко применяемой на практике системе поосного регулирования силы тяги тепловозов переменного тока типа 2ТЭ25К, 2ТЭ28КМ, 2ТЭ116У и др. с поосным регулированием, а также для электровозов.

Разумеется, он также применим для тепловозов с асинхронными двигателями типа 2ТЭ25А, 2ТЭ35А, 2ТЭ30А и др., где оптимальным решением следует считать использование комбинированной системы управления тягой, в которой объединены результаты работы по созданию регулятора оптимального проскальзывания колес, работающего по принципу «нечеткой логики» и регулятора, представленного в работе.

Это обеспечит работу привода с максимально возможной тягой при текущих условиях сцепления и одновременном снижении износа в контакте «колесо — рельс». Предварительная оценка эффек-

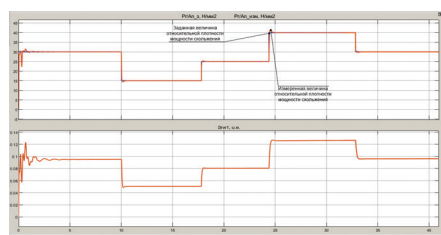


Рис. 8. Работа РИ при изменении заданной относительной плотности мощности скольжения для первой колесной пары

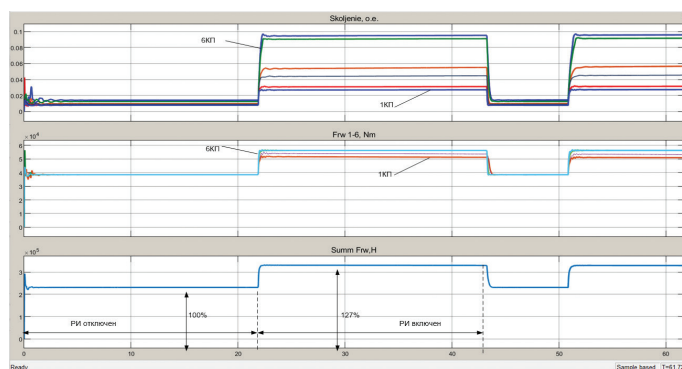


Рис. 7. Изменение скольжения (верхние кривые), силы тяги колес (средние кривые) и суммарной силы тяги тепловоза (нижняя) при включении и отключении ПИ при запасе на регулирование тока +250 А

тивности внедрения данного регулятора показывает, что имеется возможность повышения силы тяги локомотивов в среднем на мокрых рельсах до 15–20 % и снизить износ в контакте «колесо — рельс», сократив расходы на обточку колесных пар и обслуживание пути.

Выводы

Основываясь на результатах работ [1–8] для качественного описания «стадий» износа в контакте «колесо — рельс» можно условно принять три зоны износа и использовать термины: износ типа 1 — умеренный, износ типа 2 — интенсивный, износ типа 3 — катастрофический.

Величину износа можно охарактеризовать потерей металла и относительной плотностью мощности скольжения в контакте «колесо — рельс». Относительная плотность мощности скольжения может быть измерена в режиме реального времени с использованием доступных измерений параметров тягового привода.

Можно синтезировать систему управления тяговым электроприводом, работающей по принципу контроля величины износа в контакте «колесо — рельс». Разработанная система управления тяговым приводом ввиду отсутствия жестких требования к быстродействию тягового привода может успешно применяться как на локомотивах с коллекторными, так и с тяговыми электродвигателями переменного тока с возможностью поосного управления силой тяги.

Для локомотивов с двигателями переменного тока оптимальным решением следует считать использование комбинированной системы управления тягой, в которой объединены результаты работы по созданию регулятора оптимального проскальзывания колес, работающего по принципу «нечеткой логики» и регулятора, представленного в исследовании.

Внедрение предложенного принципа управления позволит поднять силу тяги локомотивов на мокрых рельсах в среднем до 15–20 %, снизить износ в контакте «колесо — рельс», сократить расходы на обточку колесных пар и обслуживание пути.

Литература

1. Braghin F., Lewis R., Dwyer-Joyce R., Bruni S. A mathematical model to predict railway wheel profile evolution due to wear // Wear. 2006. Vol. 261. P. 1253–1264. DOI: 10.1016/j.wear.2006.03.025.
2. Jendel T. Prediction of wheel profile wear — comparisons with field measurements // Wear. 2002. Vol. 253. P. 89–99.
3. Pearce T. G., Sherratt N. D. Prediction of wheel profile wear // Wear. 1991. Vol. 144. P. 343–351.
4. Lewis R., Olofsson U. Mapping rail wear regimes and transitions // Wear. 2004. Vol. 257. P. 721–729.
5. Beagley T. M. Severe wear of rolling/sliding contacts // Wear. 1976. Vol. 36. P. 317–335.
6. Bolton P. J., Clayton P. Rolling-sliding wear damage in rail and tyre steels // Wear. 1984. Vol. 93. P. 145–165.
7. Danks D., Clayton P. Comparison of the wear process for eutectoid rail steels: Field and laboratory tests // Wear. 1987. Vol. 120. P. 233–250.
8. Vuong T. T., Meehan P. A. Wear transitions in a wear coefficient model // Wear. 2009. Vol. 266. P. 898–906.
9. Polach O. A Fast Wheel-Rail Forces Calculation Computer Code // Vehicle System Dynamics. 1999. Vol. 33. P. 728–739.
10. Волохов Г. М., Перфильев К. С. Разработка двухмерной динамической модели 6-осного тепловоза с учетом условий сцепления в контакте «колесо — рельс» // Вестник АО «ВНИКИ». 2025. № 108. С. 111–129.