

ОМАРОВ А.Д. – д.т.н., профессор (г. Алматы, Казахский университет путей сообщения)

ИСАЕНКО Э.П. – д.т.н., профессор (Российская Федерация, г. Белгород, Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова)

КАЙНАРБЕКОВ А.К. – д.т.н., профессор (г. Алматы, Казахский университет путей сообщения)

ОМАРОВА Г.А. – к.э.н., PhD, профессор (г. Алматы, Казахский университет путей сообщения)

ВОПРОСЫ РАЗРАБОТКИ НАУЧНО-ТЕОРЕТИЧЕСКИХ И МЕТОДОЛОГИЧЕСКИХ ОСНОВ РАСЧЕТА, ПРОЕКТИРОВАНИЯ И КОНСТРУИРОВАНИЯ СИСТЕМЫ «РЕЛЬС – СТАНОК»

Аннотация

В статье рассмотрены вопросы повышения уровня эффективности и надежности функционирования железных дорог и увеличение безопасности движения поездов за счет дальнейшей углубленной разработки научно-теоретических и методологических основ расчета, проектирования и конструирования средств малой путевой механизации для ремонта рельсов их обрезкой в пути абразивными дисками. Исследованы процессы взаимодействия абразивного диска и высокопрочных рельсов с учетом нестационарности и высокой термонапряженности взаимодействия. Выявлены количественные характеристики процессов абразивного резания, определяющие производительность, энергоемкость, термонапряженность, износ рабочих инструментов. Определены режимы работы переносного станка, обеспечивающие наибольшую производительность и наименьший износ рабочих инструментов, тепловыделение и стоимость операции.

Ключевые слова: безопасность движения, объем перевозок, грузооборот, железнодорожный путь, рельс, станок, абразивный диск.

Введение.

Текущее содержание и ремонт рельсов в условиях роста протяженности подъездных и магистральных железнодорожных путей, величины осевых нагрузок, объема перевозок и грузооборота относится к числу важнейших работ, определяющих безопасность и эффективность движения поездов. Основной задачей текущего содержания пути, на которые приходится наибольший объем операции обрезков рельсов, является обеспечение безопасного и бесперебойного движения поездов без снижения установленных наибольших скоростей из-за состояния пути и сооружений. Эта задача должна решаться содержанием пути в постоянной исправности на всем его протяжении выявлением и своевременным устранением причин в зоне возникновения неисправностей как всего пути, так и отдельных его элементов. Главным в текущем содержании является предупреждение появления неисправностей и быстрейшее их устранение. В этих условиях становится актуальной проблема модернизации и создания новых высококачественных переносных рельсорезных станков, чтобы повысить низкий уровень механизации соответствующих работ, сделать легче и производительнее труд путевых рабочих. Решение этой задачи и организация производства новых механизированных путевых инструментов возможны лишь на основе разработки достаточно полных теорий взаимодействия рельсообрабатывающего инструмента и рельсов, инженерных методов расчета и проектирования станков и методик их конструирования.

Целью работы является повышение уровня эффективности и надежности функционирования железных дорог и увеличение безопасности движения поездов за счет дальнейшей углубленной разработки научно-теоретических и методологических основ

расчета, проектирования и конструирования средств малой путевой механизации для ремонта рельсов их обрезкой в пути абразивными дисками.

Основная часть.

На железных дорогах мира используют множество разнообразных станков для резания рельсов, различающихся способом и методом резания. Эти станки должны удовлетворять ряду требований:

1. Технические средства должны обрабатывать термически упрочненные и перспективные высокопрочные рельсы тяжелых типов Р65 и Р75.
2. Срез рельса не должен иметь прижогов, микротрещин, задиров и заусениц.
3. Средняя продолжительность резания термически упрочненных рельсов типа Р75, согласованная со средней продолжительностью «окна», должна быть не более 10 ± 4 мин, а время резания упрочненных рельсов 7 ± 1 мин.
4. Масса переносных станков в соответствии с санитарными нормами при 2...3 работающих не должна превышать 60 ± 30 кг.
5. Стойкость инструмента, исходя из экономических соображений и средних объемов работ, должна обеспечивать не менее 10 разрезов нетермоотработанных рельсов и не менее 4 ± 1 разрезов термоупрочненных рельсов.
6. Мощность источников энергоснабжения должна быть не более 2...4 кВт; желательно применение индивидуального привода.
7. Обслуживание и ремонт должны быть простыми, оборудование должно быть быстросъемным и пр.

Исходя из этого комплекса требований, выполним краткий обзор и дадим оценку способов резания рельсов.

Первый способ резания – холодное резание ножовочными полотнами, ленточными пилами, зубчатыми дисковыми пилами, гладкими дисковыми фрикционными пилами, зубилами, ножами и пр.

Второй способ резания – газодуговая резка железнодорожных рельсов, в том числе и закаленных (соответствующее оборудование выполнено как в виде обычных резаков с массой около 20 кг, так и специальных станков).

Третий способ резания – электроэрозионный (амодно-механический, электроискровой, электроконтактный и т.п.). Его производительность мало зависит от механических свойств разрезаемого изделия. Однако он требует использования специального оборудования и источников питания, что затрудняет его использование в полевых условиях.

Четвертый способ резания – лазерное и газолазерное. Этот способ может стать перспективным, когда будут созданы мощные и дешевые источники лазерного излучения.

Пятый способ резания – резание абразивными отрезными дисками. Этот способ – один из наиболее высокопроизводительных, позволяющих разрезать как «сырые», так и высокопрочные рельсы. Качество поверхности среза может быть высоким. Опыты показали, что отсутствие или наличие дефектного слоя металла на поверхности среза зависит от режима работы станка и может быть сведено до минимума.

Существенным является также то обстоятельство, что максимальная эффективность абразивного оборудования может быть достигнута при автоматизированном режиме работы с использованием системы управления, которая поддерживает постоянную скорость резания и подачу диска при уменьшении его диаметра за счет износа. При ручной же подаче возможны нежелательные изменения микро- и макроструктуры среза, прижоги, перекосы, заклинивания и разжоги, перекосы, заклинивания и разрывы абразивных дисков.

Главный показатель работы – продолжительность одного разреза рельса для станков в среднем при резании незакаленного рельса типа Р65 составляет 4 мин. Масса станков –

от 20 до 52 кг (однако некоторые фирмы приводят величину массы лишь режущего блока без учета рамы). Мощность источника энергии – от 2,5 до 6 кВт. Средняя долговечность диска при разрезании незакаленных рельсов типа Р65 составляет 5 разрезов. Частота вращения дисков – 5100...14580 об/мин, что при диаметрах диска (220...500) мм обеспечивает его окружную скорость 60...100 м/с. Механизм вращения диска чаще всего клиноременный или зубчатый, иногда снабженный фрикционной предохранительной муфтой. Толщина диска около 3 мм, диски армированы стекловолокном.

Комплексные технические показатели качества станков находятся как следующее отношение:

$$K_j = \frac{\sum_{i=1}^n M_i (a_{ij} / a_{i_3})}{\sum_{i=1}^n M_i}, \quad (1)$$

где n – количество единичных показателей в комплексе, по которым оценивается уровень качества станка;

j – номер станка;

$1 \leq j \leq 13$;

i – номер показателя: $i = 3$;

M_i – экспертный коэффициент весомости i -го показателя;

a_{ij} – значение i -го показателя j -го станка (таблица 1);

a_{i_3} – эталонный i -й показатель (таблица 1, обведено).

Удельная энергоемкость абразивного резания значительно выше, чем других видов резания. При этом она, как становится ясно, зависит от режима обработки и может быть сведена до минимума, так как складывается из энергии, затрачиваемой на образование стружки, пластическую деформацию и трение между площадками износа на абразивных зернах и поверхностью разрезаемого рельса. При этом на трение по торцам диска приходится до 50% всей энергии, и было бы весьма заманчиво до предела снизить его.

Является общизвестным фактом то обстоятельство, что «осцилляции» диска снижают затраты энергии и тепловыделение. Однако убедительных теоретических объяснений этого факта до сих пор не представлено. Нуждаются в уточнении и оптимальные параметры «осцилляции».

Таблица 1 – Единичные показатели качества станков для резания рельсов абразивными дисками

Оцениваемый станок	Единичные показатели при резании рельса		
	a_1 , кг	a_2 , кВт	a_3 , мин
1 Россия, УЭМИИТ	125	13	3
2 Австрия, Plasser and Theurer, AR-80	44	4,1	4
3 Россия, РА-2	80	5,5	1
4 Россия, РМК-6	35	3,65	6
5 Швейцария, Meier and wettstein K-1200	30	5,3	4
6 Германия, Gustan and meier	35	2,94	9,5

7 Франция, Pouge, TR-3-12	26	5,6	3
8 США, Partner, K-125	30	2,2	4
9 США, Safetrun	27	2,6	3
10 ФРГ, Rodel, 13.80 meier	20	4,6	3
11 США, Modern Trach Maschining	20	3	3
12 Франция, Geistar	30	2,2	-
13 США, Racine, Trach Gat	-	2,2	-
Эталон	20	2,2	1
Коэффициент весомости	0,5	0,3	0,2

Таким образом, намечаются следующие направления решения задач совершенствования станков для резания рельсов абразивными дисками:

- улучшение показателей процесса резания рельсов абразивными дисками и путей управления этими показателями;
- уточнение комплекса взаимозависимостей характеристик элементов системы «рельс – диск – станок», режимов работы и показателей станка;
- конструктивное совершенствование станков, направленное в первую очередь на снижение деформации их деталей и повышение КПД.

Резание рельсов абразивными дисками относится к обработке металлов режущим инструментом с переменными и случайными значениями характеристик последнего вследствие неопределенной формы режущих зерен и случайного их расположения в связке по периферии диска. Указанные обстоятельства существенно отличают резание рельсов абразивными дисками в полевых условиях от соответствующей обработки изделий с постоянным или плавно изменяющимся поперечным сечением на мощных стационарных станках с фиксированной подачей (исследования В.В. Королева, Н.И. Боголюбова, Эштт, Фармера и Шоу и др.). В работах же Л.И. Горохова, Р.Д. Сухих, Н. Акарпова, В.И. Лобанова, Л.В. Чукаева и др. использован, преимущественно, эмпирический подход, который хотя и дал существенные положительные материалы, но ряд моментов взаимодействия дисков и рельсов прояснил не до конца.

Если процесс резания изделий абразивными дисками рассматривать более пристально, то выясняется, что сила резания нелинейно зависит и от площади A контакта диска с изделием или, при фиксированной толщине диска B_d , от длины $L_{\partial k}$ линии контакта диска с изделием. Связывают это обстоятельство не только с тем, что $\mu = f(f_n) = F_n/L_{\partial k}B_d$, но и с изменяющимися условиями размещения стружки между абразивными зернами, которая может мешать резанию (рисунок 1):

$$F_c = L_{\partial k} B_d (C_p + C_{\partial} f_n), \quad (2)$$

где C_p и C_{∂} – коэффициенты зависимости силы резания от фактической площади контакта, зависящие от свойств материалов диска и изделия).

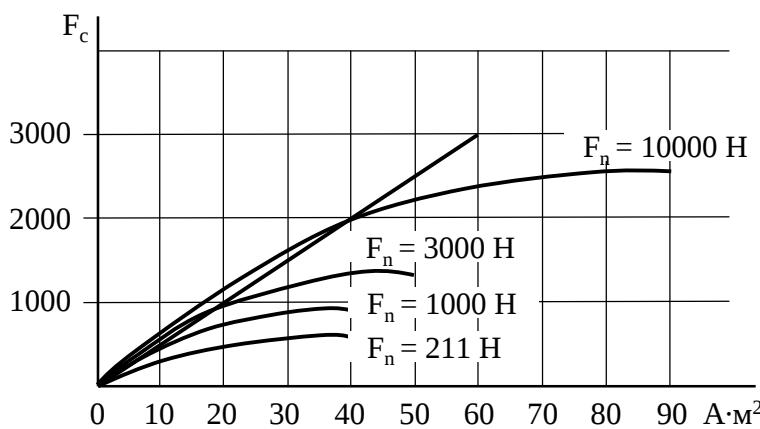


Рисунок 1 – Зависимость силы резания от площади контакта

Производительность резания в первую очередь зависит от величины подачи, увеличиваясь с ростом последней. Между производительностью Π шлифования и скоростью подачи V_n абразивного диска имеет место следующее соотношение:

$$\Pi = \sqrt[n]{\frac{C}{V_n}}, \quad (3)$$

где n и C – постоянные величины, определяемые эмпирически).

Все исследователи сходятся во мнении о прямой пропорциональной зависимости между производительностью резания абразивными дисками и скоростью резания (окружной скоростью точки контакта диска с рельсом).

Зависимость производительности от длины линии контакта диска с рельсом также нелинейна, вероятно, в первую очередь из-за того, что при фиксированных силе подачи и толщине диска длина контакта определяет удельную силу подачи (рисунок 2).

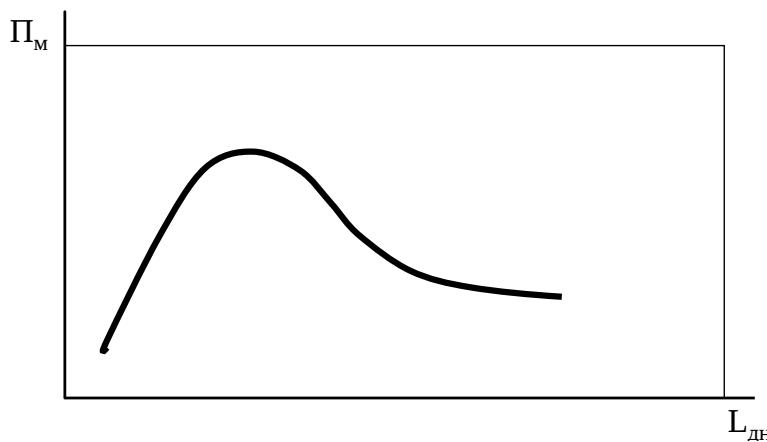


Рисунок 2 – Зависимость производительности резания абразивными дисками от длины линии контакта

Затраты энергии на выполнение одного разреза рельса определяется следующим образом:

$$W_1 = W_{y\partial}V_1 = W_{y\partial}A_p B_\partial = W_{y\partial}\Pi t_1 \quad (4)$$

где $W_{y\delta}$ – удельная энергия резания, Дж/м³;
 V_1 – объем металла, отрезанный с рельса за один разрез его, м³;
 A_p – площадь поперечного сечения разрезанного рельса, м²;
 t_1 – время одного разреза рельса, с.

Требуемая мощность источника энергии:

$$P_\delta = \frac{W_1}{t_1 \eta_0} = \frac{F_c V_\delta}{\eta_0} = \frac{T_c W_\delta}{\eta_0}, \quad (5)$$

где η_0 – общий КПД станка.

При увеличении скорости подачи (V_n) растет толщина стружки (δ_c) и в результате уменьшается удельная энергия (рисунок 3). Нами приведена следующая зависимость:

$$W_{y\delta} = \frac{2,54 V_\delta^{0,28} 2,54 Z^{0,2}}{(V_n^{0,41} L_{\delta\kappa}^{0,06})}, \quad (6)$$

где Z – номер зернистого диска.

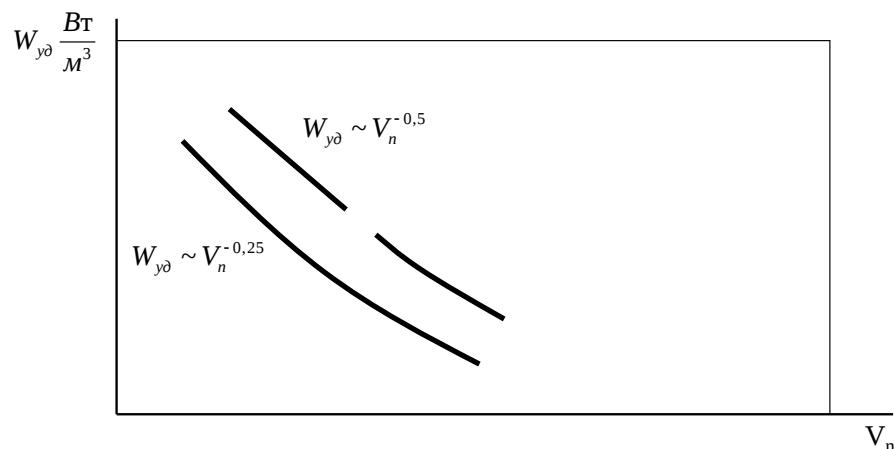


Рисунок 3 – Зависимость удельной энергии от скорости подачи

На рисунке 3 показана зависимость удельной энергии $W_{y\delta}$ от скорости подачи. Этот рисунок иллюстрирует то обстоятельство, что $W_{y\delta}$ уменьшается по мере увеличения скорости резания; это происходит приблизительно в соответствии с нижеследующим соотношением:

$$W_{y\delta} \sim \frac{1}{V_n}. \quad (7)$$

Удельная энергия также уменьшается при уменьшении размера зерна. Это происходит потому, что абразивные диски с мелким зерном обнаруживают пониженную твердость и поэтому сохраняют режущую способность, несмотря на образование более мелкой стружки.

При применении диска с зерном меньшего размера оно оказывается более «острым» и усилие резания уменьшается. Толщина стружки при резании абразивными дисками с

основной нефиксированной подачей идентична глубине резания t при подаче кинематической (рисунок 4).

Полученные сведения позволяют сделать важный практический вывод о возможности достичь постоянства мощности двигателя привода станка при изменении скорости резания (за счет износного уменьшения диаметра диска) путем изменения глубины резания, т.е. удельной силы подачи.

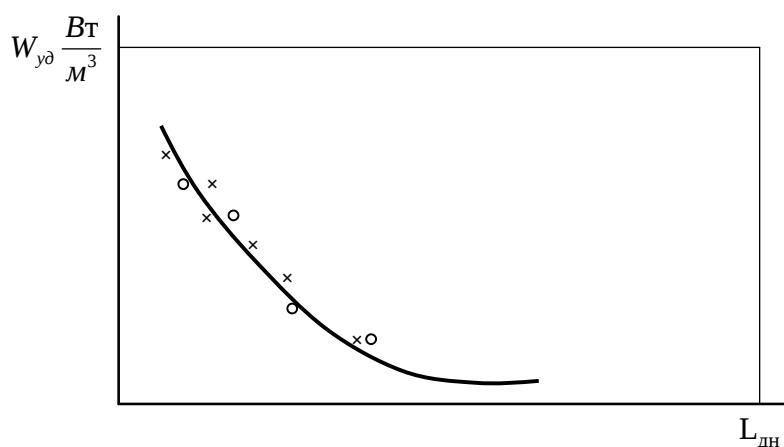


Рисунок 4 – Зависимость удельной энергии от длины линии контакта

Характер зависимости контактной температуры от длины линии контакта сложный (рисунок 5)

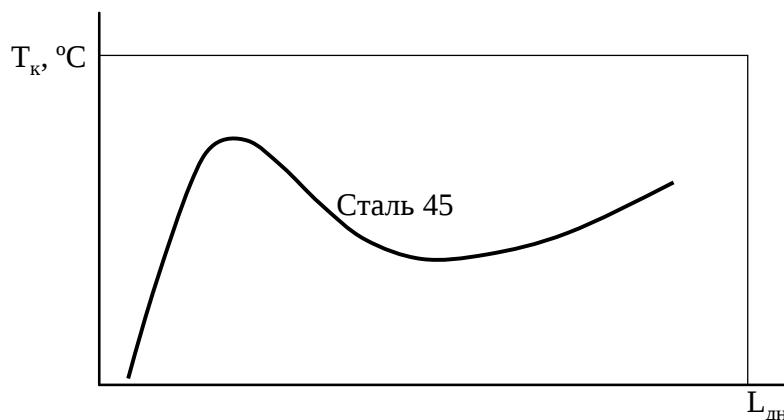


Рисунок 5 – Зависимость контактной температуры от длины линии контакта

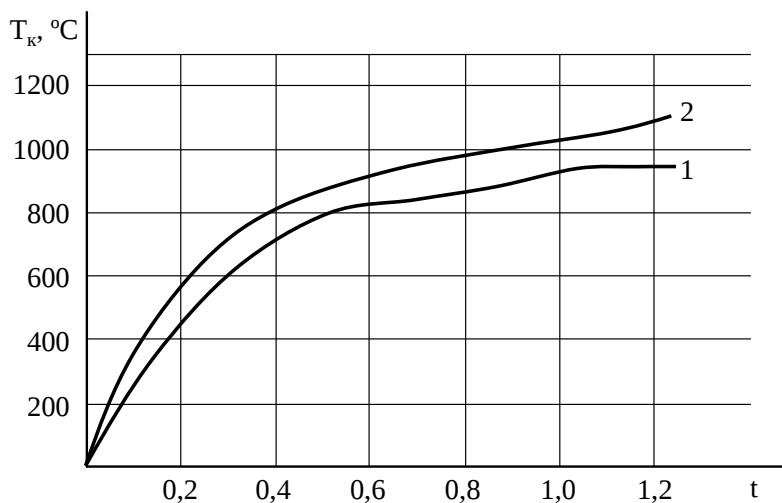
Последним рассмотрим такой показатель процесса резания, как тепловыделение.

На первых пяти миллиметрах среза температура возрастает и в дальнейшем понижается при увеличении длины контакта. В дальнейшем длина линии контакта уменьшается, и температура опять возрастает, причем более интенсивно, в результате действия краевого эффекта.

С увеличением толщины и ширины среза температура возрастает. Закономерность изменения температуры от глубины резания при различном состоянии рабочей поверхности диска (рисунок 6) свидетельствует о том, что при малых глубинах резания ($t < 0,01$ мм) влияние приработавшейся поверхности на тепловые явления в зоне резания оказывается менее значительным, чем при больших глубинах ($t > 0,01$ мм).

Экспериментальные исследования, которые сделаны во ВНИИЖТе, подтвердили, что при резании рельсов с помощью абразивных дисков фирмы «Тиролит» (Австрия)

операция произошла практически без прижогов.



1 – диск после правки; 2 – диск после съема 30 мм

Рисунок 6 – Влияние глубины резания на температуру в зоне контакта

Критерием выбора отрезного диска обычно является минимальный износ диска, приходящийся на съем единицы объема материала разрезаемого рельса. В связи с этим износ дисков является предметом многочисленных исследований. Большинство из этих исследований эмпирические и направлены на практическое решение конкретных проблем резания.

Из условия ограничения необходимой мощности двигателя станка и других соображений рациональный диаметр диска рельсорезного станка составляет величину 0,3...0,4 м.

Рекомендации по рациональному материалу диска, связке, твердости, зернистости, пористости и пр. приведены в работах Ф.Н. Дроздова, Г.Ф. Володька и др.

В дальнейшем было бы желательным построить номограмму для определения рациональных размеров и характеристик дисков.

Скорость подачи диска:

$$V_n = \frac{S_n n_d}{60} = \frac{S_n V_d}{\pi D_d}, \quad (8)$$

где n_d – частота вращения абразивного диска, об/мин;

D_d – диаметр диска, м.

Снижение контактной температуры при работе станка и обеспечение требуемого качества среза может быть достигнуто за счет:

- уменьшения зернистости диска;
- увеличения коэффициентов теплопроводности, теплоемкости и др.;
- уменьшения скорости резания;
- уменьшения площади контакта $A = L_{dk} B_d$, что возможно за счет уменьшения L_{dk} , B_d и μ ; возможности регулирования B_d ограничены; реальным является путь снижения μ за счет небольших периодических дополнительных перемещений диска.

При исследовании варьировались:

- скорость резания (окружная скорость диска) $V_d = 50 \dots 100 \text{ м/с}$;

- удельная сила подачи $f_n = (0,22 \dots 1,45) \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$

На рисунке 7 показано изменение температуры в зависимости от расстояния до поверхности контакта. Этот рисунок иллюстрирует толщину дефектного слоя при условии $T > [T] = 450^\circ\text{C}$. Например, при скорости подачи $V_n = 3,72 \text{ мм/с}$ $\delta < 0,95$; $V_n = 4,21 \text{ мм/с}$ $\delta < 0,85$; $V_n = 4,65 \text{ мм/с}$ $\delta < 0,75$ и т.д.

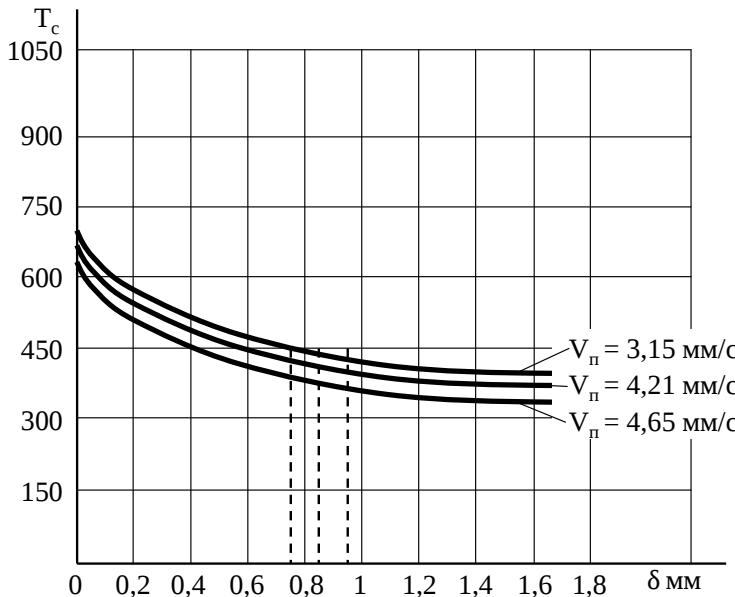
Мощность двигателя и силы, действующие на детали станка, существенно зависят от недостаточно освещенного в имеющейся литературе и нуждающегося в уточнении коэффициента резания μ , особенно в связи с твердостью НВ (Н/м^2) разрезаемого рельса. Однако широко распространено мнение о том, что μ не зависит от НВ, и абразивными дисками одинаково режутся как мягкие, так и твердые рельсы. Но Виккерсу же имеет место обратная зависимость коэффициента абразивного резания от твердости материала разрезаемого рельса:

$$\mu \approx \frac{\alpha_0}{HV^{no}}, \quad (9)$$

где α_0 – постоянная величина ($\alpha_0 = 13 \pm 0,38$);

n_0 – то же ($0,7 \pm 0,11$);

HV – твердость разрезаемого рельса по Виккерсу.



δ – расстояние от плоскости среза

Рисунок 7 – Температурные поля в рельсе Р50 при абразивном резании его с различной подачей диска и скоростью резания $V_d = 80 \text{ м/с}$

Такого же мнения придерживается и Р.Д. Сухих, определяя $\mu = f(1/f_n; 1/K_t)$ экспериментально (таблица 2), исходя из условия:

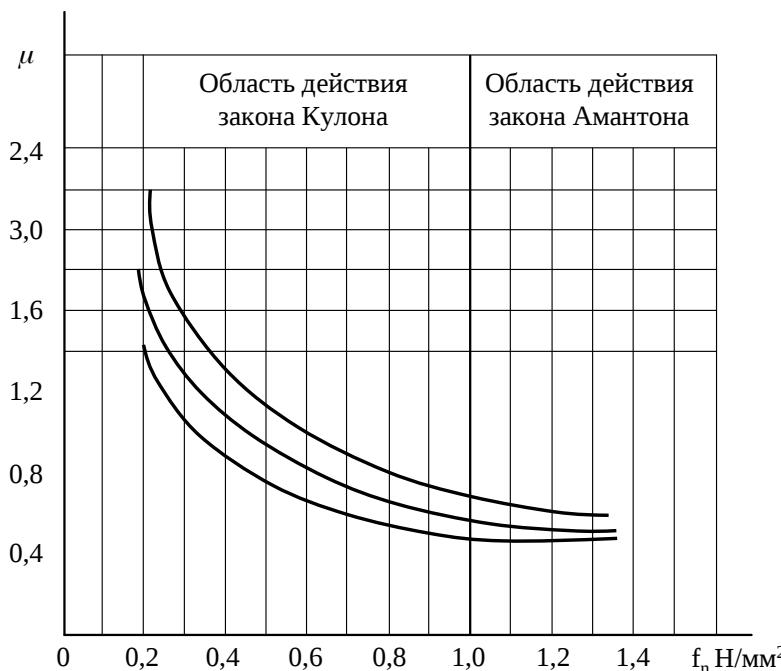
$$\mu \approx \frac{P_\delta^\eta}{f_n B_\delta L_{\delta K} V_\delta K_t} \text{ при } 1 < K_t < 1,65. \quad (10)$$

Таблица 2 – Экспериментально найденные значения коэффициента абразивного резания, $K_t = 1 \pm 0,25$

Сила подачи, Н	30	50	70	90	110	130	150	170	190	200
Удельная сила подачи $f_n \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$	0,22	0,36	0,51	0,65	0,79	0,94	1,09	1,23	1,38	1,45
Коэффициент резания $\mu \pm 0,05$	1,95	1,35	1,00	0,80	0,70	0,62	0,60	0,58	0,58	0,57

При использовании метода Лагранжа результаты экспериментов при $K_t = \text{const}$ аппроксимированы автором диссертации следующим образом (рисунки 8, 9):

$$\mu = [(20 \pm 6) - (257 \pm 62)F_n + (1536 \pm 387)F_n^2 - (5181 \pm 1421)F_n^3 + (10750 \pm 3197)F_n^4 - (14245 \pm 4538)F_n^5 + (12098 \pm 4079)F_n^6 - (6373 \pm 2249)F_n^7 + (1596 \pm 694)F_n^8 - (243 \pm 93)F_n^9] \sqrt{K_t}. \quad (11)$$

Рисунок 8 – Зависимость коэффициента резания μ от удельной силы подачи, найденной экспериментально при $K_t \approx (1 \pm 0,25) = \text{const}$

$$\mu \approx f_n \frac{1}{f_n}$$

Функция существенно нелинейна с двумя ярко выраженными зонами I и II и имеет минимум в области упругопластических деформаций при силе подачи:

$$F_n = \frac{\left(\frac{7,5 HB^5}{\Delta^2} \right) \cdot (1 - \mu_n)^4}{E^4} \quad (f_n > 1 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2), \quad (12)$$

где $\Delta = \frac{R_{\max}}{R^{1/j} b}$, где $b = 0,6 \dots 2$ и $j = 1 \dots 2$ – константы

микрогоеометрии поверхности стального рельса (значение Δ в общем случае меньше 0,1);
 μ_n – коэффициент Пуассона для материала рельса;
 E – модуль упругости материала рельса;
 R_{\max} – наибольшая высота неровностей профиля диска;
 R – радиус единичной неровности, значение, которое определяется состоянием зерна на диске, его формой и пр.;
 $\rho < R < R_e$, ρ – радиус контактирующего с изделием выступа на зерне правильной формы;
 R_e – радиус абразивного зерна при его относительно правильной форме.

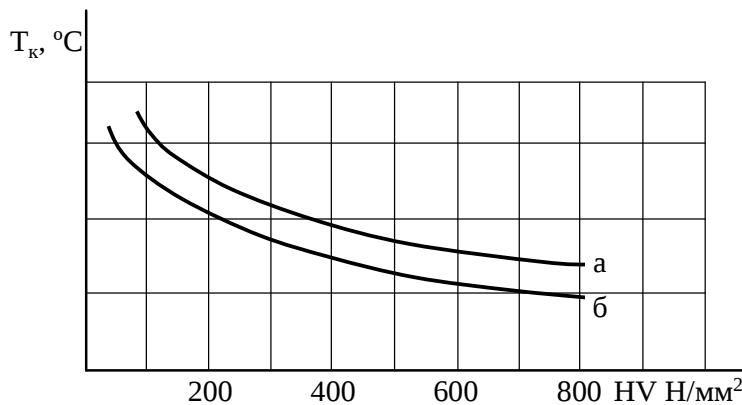
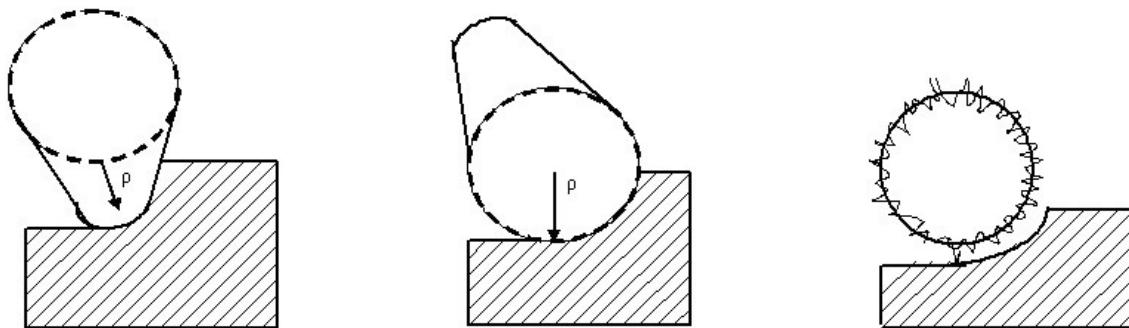


Рисунок 9 – Характер зависимости коэффициента резания от твердости материала рельса без дополнительных перемещений диска (а) и с ними (б)

Притом, с точки зрения производительности, лучшим является случай по рисунку 10, а; с точки зрения энергоемкости и износостойкости, – по рисунку 10, б.

Кроме того, опыты И.В. Крагельского и Г.Я. Ямпольского показали, что при высокопроизводительном абразивном резании (при достаточно больших F_n и $h_{\text{кин}}$) преобладающую роль играют пластические деформации, когда:

$$F_c = F_n \left[\left(\frac{0,23}{R_e} \right) \sqrt{\frac{F_n}{HB}} + B + \left(\frac{\tau_o}{HB} \right) \right]. \quad (13)$$



а) зерна с относительно острым выступом

б) зерно относительно правильной формы

в) возможное положение зерен на периферии диска

Рисунок 10 – Схема взаимодействия абразивных зерен и рельса

При тщательных исследованиях было установлено, что коэффициент резания μ несколько меняется с изменением скорости резания, контактной температуры T (рисунок 11) и от продолжительности контакта t диска с рельсом (рисунок 12).

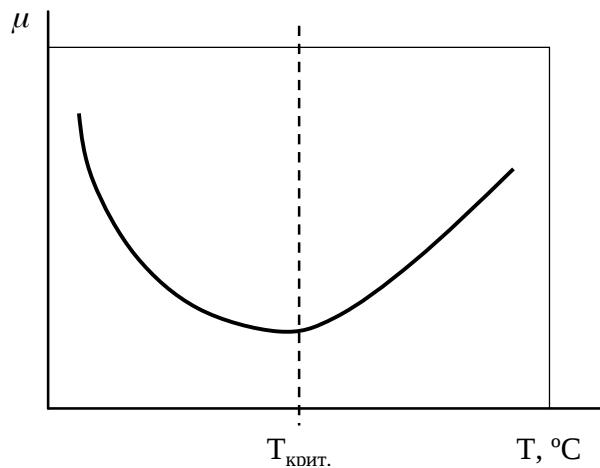


Рисунок 11 – Зависимость коэффициента резания от температуры

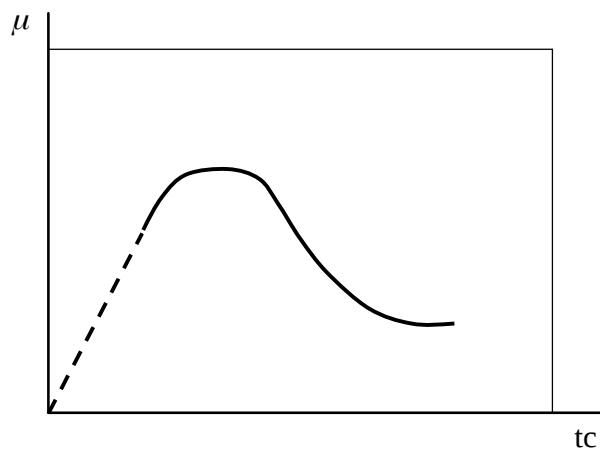


Рисунок 12 – Зависимость коэффициента резания от продолжительности контакта диска с рельсом

Так что в общем случае

$$\mu = [(20 \pm 6) - (257 \pm 62)f_n + (1536 \pm 387)f_n^2 - (5181 \pm 1421)f_n^3 + (10750 \pm 3197)f_n^4] \frac{K_{\mu\nu} K_{\mu m}^n K_{\mu t i}}{K_t}, \quad (14)$$

где $K_{\mu\nu}$ – функция, определяющая зависимость коэффициента абразивного резания от скорости резания; $K_{\mu\nu} = \exp(-\alpha_{\mu\nu} V_\partial)$;

$K_{\mu m}$ – то же, от температуры; $K_{\mu m} = \exp(B_{\mu m} \Delta T)$;

$K_{\mu t i}$ – то же, от времени взаимодействия диска с рельсом; $K_{\mu t i} = C_{\mu t i} - (\alpha_{\mu t i} - 1) \exp(B_{\mu t i} t_1)$.

Режим наименьшей мощности резания методом дифференцирования функции мощности резания $P_c = F_c V_\partial = \mu f_n L_{\partial k} B_\partial V_\partial$ определить затруднительно ввиду

приближенного характера аппроксимации функции $\mu = f(f_n)$. Поэтому данная задача решена численным методом с помощью ЭВМ. Найдено, что $P_{c\min}$ имеет место при $f_{np} > 1 \cdot 10^6$, Н/м², что хорошо согласуется с экспериментальными результатами. То же самое

$$W_1 = P_c t_1 = \frac{P_c A_p B_\delta}{\left(\frac{K_{n\mu} f_n V_\delta}{K_t} \right)} \quad \text{и}$$

можно сказать по поводу режима наименьших энергозатрат

$$W_{y\delta} = \frac{W_1}{V_p} = \frac{W_1}{t_1 \Pi} = \frac{W_1}{\left(\frac{t_1 K_{n\mu} f_n V_\delta}{K_t} \right)}$$

удельных энергозатрат ввиду приближенного характера принятых функций $t_1 = f(f_n)$ и $\Pi = f(f_n)$.

О тепловыделении можно высказать следующие соображения:

- при $f_n < f_{\min} = (0,85 \pm 0,02) \cdot 10^6$, Н/м² тепловыделение невелико вследствие малости P_c , $T_\kappa < [T_\kappa]$, подача невелика, режим малопроизводителен;

- при $f_{\min} < f_n < f_{nt} = (1 \pm 0,25) \cdot 10^5$, Н/м² тепловыделение велико из-за большого μ , $T_\kappa > [T_\kappa]$, режим нерационален;

- при $f_n = f_{nt} = (1 \pm 0,25) \cdot 10^6$, Н/м² тепловыделение невелико вследствие малости μ и $F_c V_\delta = [F_c V_\delta]$, $T_\kappa < [T_\kappa]$, режим оптимален, $T_\kappa = K_{ft}(F_c V_\delta) < [T_\kappa]$;

- при $f_n > f_{nt} = (1 \pm 0,25) \cdot 10^6$, Н/м² и $F_c V_\delta > [F_c V_\delta]$ тепловыделение велико из-за большого $F_c V_\delta$ (даже при малых F_n), $T_\kappa > [T_\kappa]$, режим нерационален.

Говоря об экономическом оптимальном режиме резания, следует иметь в виду, что стоимость операции разрезания будет минимальной при подаче несколько больше той, которая соответствует наименьшему износу диска. Стоимость одного разреза слагается из следующих элементов:

- стоимости машинного, рабочей силы и накладных расходов за период разреза;
- стоимости объема диска, израсходованного на один разрез;
- стоимости вспомогательной части цикла;
- стоимости замены диска, отнесенной к одному разрезу.

Экономически оптимальным по этому критерию будет режим, обеспечивающий минимальные приведенные денежные затраты:

$$D_3 = \frac{t}{q} C_m + \frac{t_{cm} C_m + C_u}{q}, \quad (15)$$

где t/q – среднее машинное время, затраченное на единичную операцию обработки рельса за период стойкости инструмента;

C_m – стоимость единицы времени работы станка с учетом затрат на его эксплуатацию, ремонт, амортизацию и нормативной эффективности капитальных вложений;

t_{cm} – время, необходимое для замены инструмента;

C_u – затраты на эксплуатацию инструмента, C_u тем меньше, чем меньше среднее время, затраченное на одну операцию, выполняемую инструментом за период его стойкости.

Высокие требования, предъявляемые к средствам малой путевой механизации, требуют для своей реализации большой конструкторской работы. Существенной и начальной частью ее является выбор схемы – вида и количества кинематических звеньев и кинематических пар, последовательности их расположения, ориентации и пр., во многом определяющей последующие достоинства или недостатки механизма. Естественно, что

это рассмотрение, анализ и выбор оптимального варианта по принятым ограничениям и критериям требуют от конструктора опыта и творческого подхода.

Наиболее общими ограничениями при структурном синтезе являются следующие:

- подвижность W механизмов движения ($W = 1$) станков и механизмов подачи дисков ($W = 1$ или 2 ; вторая подвижность обеспечивает дополнительное движение абразивного диска);

- вид кинематических звеньев – наиболее простые в устройстве и изготовлении кинематические звенья: рычаги, ползуны, винты и гайки, зубчатые колеса, шкивы с ремнями, звездочки с цепями, катки;

- кинематические пары – вращательные (В), поступательные (II) винтовые (III) одноподвижные Р1 и двухподвижные Р2, наиболее технологичные и износостойкие;

- механизмы в целом – простые не замкнутые, замкнутые одноконтурные и комбинированные.

Оценочные критерии структурных вариантов механизмов:

- минимальность числа кинематических звеньев и кинематических пар, позволяющего реализовать требуемое изменение движения;

- минимальность плеч действующих сил;

- максимальность жесткости деталей;

- максимальность потерь энергии на трение и сил инерции;

- максимальность плавности хода инструмента и неизменность силы подачи;

- возможность автоматизации работы, простота конструкции, ее безопасность;

- самоустанавливающаяся и пр.

Многие из указанных критериев трудно выразить аналитически, поэтому при синтезе важен опыт и конструкторская интуиция.

В том случае, когда последовательность составных частей несущественна, выборка элементов этих частей неупорядочена. В этом случае количество кинематических образований K находится как число сочетаний с повторениями на r элементов по W :

$$K = \frac{(r+W-1)!}{(r-1)!W!}, \quad (16)$$

где r – число разновидностей составных частей;

W – ограничение, например, подвижность синтезируемого кинематического образования.

С учетом различной ориентации составных частей количество K кинематических образований находится как следующее число сочетаний с повторениями:

$$K = \frac{(nr+W-1)!}{(nr-1)!W!}, \quad (17)$$

где n – число координатных осей системы, определяющей положение составных частей в пространстве.

Аналитические исследования имеют своей целью выявление специфических динамических явлений, которые могут оказать существенное влияние на работу станка, и установление еще не найденных общих взаимосвязей между характеристиками и параметрами двигателя, силами полезного сопротивления и пр. Математическая модель системы составляется при следующих упрощающих допущениях:

- процесс взаимодействия абразивного отрезка диска и разрезаемого рельса рассматривается в детерминистической постановке;

- связи механизмов подачи и движения диска считаем идеальными (работа сил трения учитывается с помощью КПД);
- волнистостью поверхностей контакта диска и рельса пренебрегаем; разрезаемый рельс считаем абсолютно жестким; продольную и поперечную податливость диска и других элементов системы на первом этапе исследования в расчет не принимаем;
- рассеиванием энергии при упругих деформациях элементов системы пренебрегаем;
- распределенные параметры системы заменяем сосредоточенными и приводим их к шпинделю диска; характеристику двигателя принимаем статистическую механическую; ввиду весьма малой скорости подачи (менее $3 \cdot 10^{-3}$ м/с) переменностью пренебрегаем.

Реактивные и импульсивные эффекты ввиду малости скорости износа диска на работу системы влияния практически не оказывают.

Приведенная жесткость системы:

$$C_n = \frac{1}{\left(\frac{1}{C_d} \right) + \left(\frac{U_p^2 l_p}{C_u} \right)}, \quad (18)$$

где C_d – крутильная жесткость вала двигателя и скрепленных с ним элементов

$$C_d = C_u = \pi G \frac{32 \sum l_i}{d_i};$$

G – модуль упругости при сдвиге;

l_i и d_i – длины и диаметры соответствующих валов; для станков РМК-5, РМК-6, $G_d = 200 \cdot 10^2$ Н·м, для станка РА-2, $C_d \approx 4 \cdot 10^2$ Н·м².

Выполненные исследования дают возможность уточнить методику расчета, проектирования и конструирования станков для резания рельсов абразивными дисками.

При переходе от расчета и проектирования к конструированию станков в первую очередь следует обратить внимание на обеспечение в процессе работы идеального положения отрезного диска, строго перпендикулярного продольной оси рельса. Отклонение диска от идеального положения возможно, как за счет неправильной установки станка, так и за счет деформации частей системы. Здесь важную роль играют механизм подачи, его направляющие и рельсовой зажим.

Говоря о рельсе, следует обратить внимание на то, что элементы зажима могут взаимодействовать (контактировать) с различными в поперечном сечении частями этого рельса (рисунок 13):

- с горизонтальной поверхностью катания головки рельса А;
- с вертикальной поверхностью головки Б;
- с наклонной поверхностью головки В;
- с вертикальной поверхностью шейки Г;
- с наклонной поверхностью подошвы Д;
- с вертикальной поверхностью подошвы Е;
- с горизонтальной нижней поверхностью подошвы Ж.

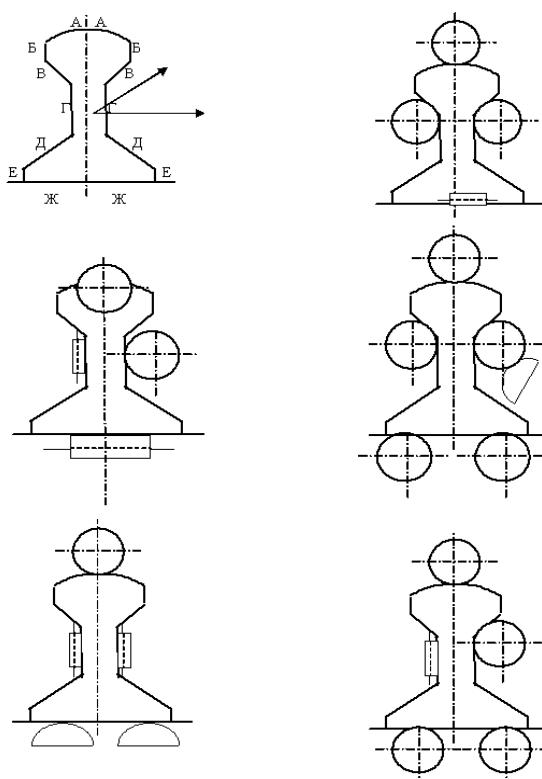


Рисунок 13 – Строение рельсовых зажимов рельсорезных станков

Экономический эффект от использования предложений обусловлен в первую очередь, увеличением производительности, повышением долговечности инструмента при работе с термически упрочненными рельсами, снижением стоимости производства работ и уменьшением массы станка. Расчет экономического эффекта от предложений производится в соответствии с методиками и инструкциями:

$$\begin{aligned} \mathcal{E} = & I_0 \frac{B_h}{B_\delta} \left(\frac{P_\delta + E_h}{P_h + B_h} \right) - 1 + \frac{(I_\delta - I_h) - E_h \cdot (K_h - K_\delta)}{P_h - E_h} - \\ & - \Delta C - E_h \cdot \Delta K \frac{B_h}{B_\delta} + \frac{I_\delta - I_h}{0,2611} - I_h - 0,15 \Delta K, \end{aligned} \quad (19)$$

где \mathcal{E} – экономический эффект от применения станка, тенге;

I_0 и I_h – оптовые цены базового и нового станков, тенге;

B_h / B_0 – коэффициенты учета роста производительности;

B_δ и B_h – годовые объемы работ при использовании соответствующего станка;

$\frac{(P_\delta + E_h)}{(P_h + E_h)}$

– соответствующий коэффициент труда;

P_δ и P_h – соответствующие доли отчислений от балансовой стоимости на реновацию – при сроке службы 9 лет $P_\delta = 0,111$:

$E_h = 0,15$ – нормативный коэффициент эффективности;

$\left[(\dot{I}_\delta - \dot{I}_h) - E_h \cdot \frac{(K_h - K_\delta)}{(P_h - E_h)} \right]$ – экономия потребителя на эксплуатации и отчислениях от соответствующих капитальных вложений за срок службы станка;

K_δ и K_h – соответствующие сопутствующие капитальные вложения потребителя в

расчете на объем работы, выполняемый новым станком;

$Ц_\delta$ и $Ц_n$ – соответствующие годовые эксплуатационные издержки потребителя в расчете на объем работы, выполняемый новым станком;

ΔC – изменение себестоимости станка;

K – удельные дополнительные капитальные вложения в производственные фонды при производстве нового станка.

Ввиду неопределенности и нестабильности цен точную величину годового экономического эффекта $Э_{22}$ и экономической эффективности за срок службы станка определить затруднительно. Таким образом, решены основные задачи и достигнута поставленная цель.

Выводы.

1. Анализ проблемы показал существенную взаимосвязь характеристик и параметров обрабатываемого рельса, рельсорезного абразивного диска, механизмов подачи и движения диска, двигателя и других элементов станка. При этом нет мелочей, и любое неудачно выполненное звено в указанной цепи, будь то узел крепления инструмента в станке или рельсовый зажим, приведет к ухудшению работы всего станка вплоть до невозможности обрабатывать высокопрочные рельсы; для получения рациональных решений рекомендуется использовать зависимости и предложения, изложенные в диссертационной работе.

2. В основу расчета сил и моментов сил, действующих на детали, положена нелинейная обратная зависимость приведенного коэффициента резания от удельного усилия подачи и эмпирически найденные усредненные линейные и нелинейные зависимости между рассматриваемыми величинами.

3. Рациональным для резания высокопрочных рельсов с твердостью до 400 и более ед. НВ являются электрокорундовые армированные сеткой из стекловолокна диски на пульвербакелитовой связке с ириодитом и упрочняющими добавками, зернистостью 0,5...0,8 мм средней твердости с выступающими зернами корунда на боковых поверхностях, с диаметром (300...500) мм и толщиной (3...4) мм, толщина диска уменьшается к центру.

4. Одноподвижные и двухподвижные механизмы подачи станков (для лучшей возможности резания рельса небольшим по диаметру осциллирующим диском с двух сторон) выполняются самоустанавливающимися по развитому методу комбинаторного структурного синтеза механизмов без избыточных связей.

5. Максимальная температура при разрезании имеет место на первых миллиметрах (как показали теоретические и экспериментальные исследования), а потом уменьшается, поэтому вначале рельсы лучше резать с малой подачей.

6. Для уменьшения контактной температуры, толщины дефектного слоя, исключения прижогов, уменьшения износа диска и других нежелательных эффектов рекомендуем работать в зоне взаимодействия диска с рельсом, где действует закон Кулона (в первые секунды разрезания), а потом в зоне, где действует закон Амонтона.

7. При использовании дополнительного движения в механизме подачи рекомендуется увеличивать частоту движения и уменьшать амплитуду именно при увеличении скорости резания.

Литература

1. ГОСТ 27.002-89. Надежность в технике. Основные понятия, термины и определения. – М.: Изд-во стандартов, 1990. – 45 с.

2. Устич П.А., Иванов А.А., Аверин Г.В., Кузнецов М.А., Петров С.В. Некоторые аспекты проблемы нормирования уровня безопасности движения на примере железнодорожного транспорта. // Надежность. – 2011. – № 1. – С. 59-73.

3. Сапожников С.А., Краснобаев А.М., Райков Г.В., Петров С.В. Принципы обоснования оптимальных межремонтных нормативов новых моделей грузовых вагонов. // Вагонный парк. – 2012. – №10. – С. 40-41.
4. Сапожников С.А., Краснобаев А.М., Райков Г.В., Петров С.В. Принципы подтверждения межремонтных нормативов новых моделей грузовых вагонов. // Вагоны и вагонное хозяйство. – 2012. – № 2. – С. 28-29.
5. Устич П.А., Карпичев В.А., Овечников М.Н. Надежность рельсового нетягового подвижного состава. / Под ред. П.А. Устича. – М.: УМЦ МПС России, 2004. – 416 с.
6. Райков Г.В., Петров С.В. Научно-теоретические принципы назначения межремонтных нормативов вагонов // Вестник ВНИИЖТ. – 2012. – № 4. – С. 15-18.
7. Петров С.В. Классификация элементов конструкции вагона как объекта безопасности // Труды XI научно-практической конференции «Безопасность движения поездов». – М.: МИИТ, 2010. – С. 7-21.
8. Устич П.А. Оценка остаточного срока службы деталей на основе данных об отказах // Мир транспорта. – 2015. – №6. – С. 196-205.
9. Кайнарбеков А.К., Акайева М.О. Текущее содержание рельсов // Materiały V Miedzynarodowej naukowi-praktycznej konferencji «Strategiczne pytania swiatowej nauki – 2009», 07–15 Iutego 2009, Vol. 11. Techniczne nauki, Fizyczna kultura i sport, Przemysl. Nauka I studia – 2009 // Материалы Междунар. научн.-практ. конф. «Стратегические вопросы мировой науки – 2009» – С. 40-42.
10. Кайнарбеков А.К. Влияние на работу станка параметров и характеристик отрезных абразивных дисков // Материалы Междунар. научн.-практ. конф. «Инновационные процессы в развитии транспортно-коммуникационного комплекса», посвящ. 70-летнему юбилею и 50-летию научн.-педагог. деят. Академика Междунар. акад. транспорта профессора И.С. Карабасова. – Алматы, 2009. – С. 280-283.

References

1. GOST 27.002-89. Reliability in technology. Basic concepts, terms and definitions. – Moscow: Publishing house of standards, 1990. – 45 p.
2. Ustich P.A., Ivanov A.A., Averin G.V., Kuznetsov M.A., Petrov S.V. Some aspects of the problem of rationing the level of traffic safety on the example of railway transport. // Reliability. – 2011. – No. 1. – pp. 59-73.
3. Sapozhnikov S.A., Krasnobaev A.M., Raikov G.V., Petrov S.V. Principles of substantiation of optimal inter-repair standards of new models of freight cars. // Wagon park. – 2012. – No. 10. – pp. 40-41.
4. Sapozhnikov S.A., Krasnobaev A.M., Raikov G.V., Petrov S.V. Principles of confirmation of inter-repair standards of new models of freight cars. // Wagons and wagon economy. – 2012. – No. 2. – pp. 28-29.
5. Ustich P.A., Karpychev V.A., Ovechnikov M.N. Reliability of rail non-traction rolling stock. / Edited by P. A. Ustich. – M.: UMTS of the Ministry of Internal Affairs of Russia, 2004 – 416 p.
6. Raikov G.V., Petrov S.V. Scientific and theoretical principles of assigning inter-repair standards of wagons // Vestnik VNIIZhT. – 2012. – No. 4. – pp. 15-18.
7. Petrov S.V. Classification of structural elements of a car as an object of safety // Proceedings of the XI scientific and practical conference "Train traffic safety". – Moscow: MIIT, 2010. – pp. 7-21.
8. Ustich P.A. Evaluation of the residual service life of parts based on data on failures // Mir transport. – 2015. – No. 6. – pp. 196-205.
9. Kaynarbekov A.K., Akayeva M.O. The current content of rails // Materiały V Miedzynarodowej naukowi-praktycznej konferencji "Strategiczne pytania swiatowej nauki – 2009", 07-15 Iutego 2009, Vol. 11. Techniczne nauki, Fizyczna kultura i sport, Przemysl. Nauka

I studia – 2009 // Materials of the International scientific-practical conference "Strategic issues of World Science – 2009" – pp. 40-42.

10. Kaynarbekov A.K. Influence of parameters and characteristics of cutting abrasive discs on the machine operation // Materials of International scientific research.-practical conference "Innovative processes in the development of the transport and communication complex", dedicated. 70th anniversary and 50th anniversary of the scientific- teacher. deed. Akademika Mezhdunar. acad. transport of professor I.S. Karabasov. – Almaty, 2009. – pp. 280-283.

ОМАРОВ А.Д. – т.ғ.д., профессор (Алматы қ., Қазақ қатынас жолдары университеті)

ИСАЕНКО Э.П. – т.ғ.д., профессор (Ресей Федерациясы, Белгород қ., В.Г. Шухов ат. Белгород мемлекеттік технологиялық университеті)

КАЙНАРБЕКОВ А.К. – т.ғ.д., профессор (Алматы қ., Қазақ қатынас жолдары университеті)

ОМАРОВА Г.А. – ә.ғ.к., PhD, профессор (Алматы қ., Қазақ қатынас жолдары университеті)

«РЕЛИС – СТАНОК» ЖҮЙЕСІН ЕСЕПТЕУДІН, ЖОБАЛАУ МЕН ҚҰРАСТЫРУЫНЫҢ ФЫЛЫМИ-ТЕОРЕТИКАЛЫҚ ЖӘНЕ ӘДІСТЕМЕЛІК НЕГІЗДЕРІН ӨНДІРУ СҮРАҚТАРЫ

Аңдатпа

Мақалада рельстерді абразивтік дискілермен кесу арқылы жөндеу үшін шағын жолды механикаландыру құралдарын есептеудің, жобалаудың және жобалаудың ғылыми-теориялық және әдіснамалық негіздерін одан әрі тереңдете дамыту арқылы темір жолдардың тиімділігі мен сенімділігінің деңгейін арттыру және поїзыздар қозғалысының қауіпсіздігін арттыру мәселелері қарастырылған. Абразивтік диск пен беріктігі жоғары рельстердің өзара әрекеттесу процестері стационарлық емес және өзара әрекеттесудің жоғары термиялық кернеулігін ескере отырып зерттелді. Абразивті кесу процестерінің сандық сипаттамалары анықталды, олар өнімділікті, энергия сыйымдылығын, термо-икемділікті, жұмыс құралдарының тозуын анықтайды. Жұмыс құралдарының ең жоғары өнімділігі мен ең аз тозуын, жылу бөлуді және жұмыс құнын қамтамасыз ететін жылжыма машинаның жұмыс режимдері анықталды.

Түйінді сөздер: қозғалыс қауіпсіздігі, тасымалдау көлемі, жүк айналымы, теміржол, рельс, машина, абразивті диск.

OMAROV A.D. – d.t.s., professor (Almaty, Kazakh university ways of communications)

ISAYENKO E.P. – d.t.s., professor (Russian Federation, Belgorod, Belgorod state technological university named after V.G. Shukhov)

KAYNARBEKOV A.K. – d.t.s., professor (Almaty, Kazakh university ways of communications)

OMAROVA G.A. – c.e.s., PhD, professor (Almaty, Kazakh university ways of communications)

ISSUES OF DEVELOPMENT OF SCIENTIFIC-THEORETICAL AND METHODOLOGICAL FOUNDATIONS OF CALCULATION, DESIGN AND CONSTRUCTION OF THE RAIL -MACHINE SYSTEM

Abstract

The article deals with the issues of increasing the level of efficiency and reliability of the functioning of railways and increasing the safety of train traffic through further in-depth development of scientific, theoretical and methodological foundations for calculating, designing and constructing means of small track mechanization for repairing rails by cutting them in the way with abrasive discs. The processes of interaction between an abrasive disc and high-strength rails are investigated, taking into account the unsteadiness and high thermal stress of the interaction. Quantitative characteristics of abrasive cutting processes that determine productivity, energy intensity, thermal tension, and wear of working tools are revealed. The modes of operation of the portable machine are determined, providing the highest productivity and the least wear of working tools, heat generation and the cost of the operation.

Keywords: traffic safety, traffic volume, cargo turnover, railway track, rail, machine, abrasive disc.

УДК 621.869

СУРАШОВ Н.Т. – д.т.н., профессор, академик КазНАЕН (г. Алматы, Казахский университет путей сообщения)

ТОЛЫМБЕК Д.Н. – к.т.н., доцент (г. Нур-Султан, директор «Аруна-АИ»)

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА РАБОТЫ МЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ БУЛЬДОЗЕРА С УЧЕТОМ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК

Аннотация

Для исследования динамики механической кинематической системы бульдозера принята трехмассовая расчетная схема с зазорами.

В статье составлены уравнения движения механической системы бульдозера, с учетом упругих связей трех масс на основании второго закона Ньютона.

Проинтегрировав математические вычисления определены скорости перемещения рабочих органов (РО) бульдозера с грунтом, степени нагружения и амплитуды колебаний нагрузок в упругих связях. Опытным путем установлены продолжительность операции резания грунта, наличие колебаний на РО (отвале) и время затухания колебаний в зависимости от категории грунта.

Ключевые слова: бульдозер, рабочий орган, динамика, динамические нагрузки, уравнение движения, кинематическое звено.

Актуальность работы.

При строительстве автомобильных дорог широко применяются землеройно-транспортные машины (ЗТМ), в частности бульдозеры, которые используются для выравнивания оснований дороги и послойные срезания бугров рельефа дорог. Одновременно бульдозеры разрабатывают различные категории грунтов в зависимости от региона (суглинистых, песчаных, гравийно-песчаных, болотистых, даже полускальных и скальных грунтов и т.д.). При этом рабочие органы (РО) бульдозера подвергаются большим сопротивлениям при разработке плотных и полускальных грунтов, где