

05.23.01
2125

На правах рукописи

Сабуров Валерий Федорович



**ЗАКОНОМЕРНОСТИ УСТАЛОСТНЫХ ПОВРЕЖДЕНИЙ
И РАЗРАБОТКА МЕТОДА РАСЧЕТНОЙ ОЦЕНКИ
ДОЛГОВЕЧНОСТИ ПОДКРАНОВЫХ ПУТЕЙ
ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ ЗДАНИЙ**

Специальность 05.23.01 –
«Строительные конструкции, здания и сооружения»

А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой степени
доктора технических наук

Челябинск
2002

Работа выполнена на кафедре «Строительные конструкции и инженерные сооружения» Южно-Уральского государственного университета.

Официальные оппоненты:

доктор технических наук,
профессор Нежданов К.К.,

академик РААСН,
доктор технических наук,
профессор Ольков Я.И.,

доктор технических наук,
профессор Холопов И.С.

Ведущая организация –

ЦНИИПроектстальконструкция
им. Мельникова (г. Москва)

Защита диссертации состоится 26 июня 2002 г., в 15 часов, на заседании диссертационного совета ДМ 212.298.08. при Южно-Уральском государственном университете (ЮУрГУ) по адресу: 454080, Челябинск, пр. В.И. Ленина, 76, ауд. 710.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Южно-Уральского государственного университета.

Автореферат разослан 24 мая 2002 г.

Отзыв на автореферат в двух экземплярах, заверенных печатью, просим выслать в секретариат ученого совета по указанному выше адресу.
Факс: (3512) 65-59-50.

Ученый секретарь диссертационного совета
доктор техн. наук, профессор



Б.Я. Трофимов

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Современные требования к безопасной эксплуатации производственных зданий выдвигают задачу определения срока службы (ресурса) конструкций, воспринимающих переменные нагрузки и способы его увеличения. В комплексе производственного здания подкрановые пути являются наиболее повреждаемыми конструктивными элементами, что вызвано не только характером воспринимаемых нагрузок, но и недостатками в их конструктивно-технологических решениях.

Накопление повреждений и износ элементов подкранового пути приводит к отказам в основных несущих конструкциях системы – подкрановых балках, что влечет за собой значительные экономические потери в основном производстве.

Переход в промышленном строительстве от клепаных подкрановых балок с дискретными поясными соединениями, обладающими определенной податливостью, к сварным балкам с жесткой континуальной системой поясных связей без соответствующей конструктивной компенсации податливости, привело к снижению долговечности сварных балок. Местное напряженное состояние стенки в сварных подкрановых балках, определяющее усталостную прочность этой зоны, может регулироваться только при помощи кранового рельса, работа которого в подкрановых путях не исследована.

Актуальность работы. Диссертационная работа посвящена решению проблемы повышения надежности подкрановых конструкций производственных зданий с мостовыми кранами тяжелого режима работы (группы режима 7К и 8К) и направлена на решение конкретных научных и производственных задач в области надежности эксплуатации металлических конструкций и прогнозирования их ресурса.

Тема диссертации связана с выполнением отраслевой научно-технической программы 055.01.121. Госстроя СССР «Разработать и внедрить прогрессивные способы строительного обеспечения реконструкции и технического перевооружения промышленных предприятий...» (1982–1990 гг.), этап 01.01.02.СД9а1 «Реконструкция металлических конструкций промышленных зданий», а так же гранта по направлению 1.08 фундаментальных проблем в области архитектуры и строительных наук (1994–1996 гг.).

Цель работы. Целью диссертационной работы является комплексное исследование системы «колесо–рельс–подкрановая балка» в производственных зданиях тяжелого режима работы, разработка научно обоснованных технических решений, направленных на повышение долговечности элементов подкрановых путей, и метода расчета усталостного ресурса сварных подкрановых балок.

Научная новизна работы заключена в следующих результатах:

– в выявленных закономерностях износа и НДС крановых рельсов при взаимодействии с колесами мостовых кранов и обосновании ресурса рельсов по износу;

- в разработанной методике аналитической оценки усталостной долговечности сварных подкрановых балок с учетом неблагоприятных конструктивно-технологических факторов (концентрация напряжений, остаточные сварочные напряжения, износ крановых рельсов);
- в получении блоков нагружения верхней зоны стенки сварных подкрановых балок, используемых для расчетной оценки их усталостной долговечности;
- в разработанных методах управления НДС верхней зоны подкрановых балок и крановых рельсов при помощи подрельсовых низко модульных прокладок, способствующих повышению долговечности сварных подкрановых балок и крановых рельсов;

Новизна конструктивного решения кранового рельса подтверждается патентом РФ.

Практическая значимость работы состоит в том, что результаты исследований вошли в нормативные документы по расчету усиления стальных конструкций и повышению их долговечности (подкрановые балки) и организации безопасной эксплуатации элементов подкрановых путей производственных зданий.

Внедрение результатов. Полученные в работе результаты включены в следующие отраслевые и федеральные нормативные документы:

- Каталог дефектов и повреждений крановых рельсов. Нормативы износа крановых рельсов. Минчермет СССР. – Магнитогорск, 1984.
- ОРД 00 000 89. Техническая эксплуатация стальных конструкций производственных зданий. Минчермет СССР. – М., 1989.
- Пособие по проектированию усиления стальных конструкций (к СНиП П-23.-81^{*}). – М.: Стройиздат, 1989.
- ЭРД-22-02-99. Руководство по оценке технического состояния стальных подкрановых балок. ЦНИИПСК им. Н.П. Мельникова. – М., 2000.

На защиту выносятся:

- результаты исследования конструктивной формы специальных крановых рельсов и стали для их изготовления, закономерности износа крановых рельсов в подкрановых путях производственных зданий и нормирование дефектов и повреждений;
- результаты исследования НДС крановых рельсов и влияние эксплуатационных факторов на их служебные геометрические характеристики;
- результаты исследования совместной работы кранового рельса и подкрановой балки при действии локальной вертикальной нагрузки и местного крутящего момента;
- результаты исследований оптимальной жесткости низко модульных прокладок и их влияние на НДС и износостойчивость крановых рельсов и стенки подкрановой балки;
- методика расчетной оценки усталостной долговечности сварных подкрановых балок с учетом их случайной нагруженности;

– результаты исследований по увеличению износоустойчивости крановых рельсов.

Апробация результатов работы. Результаты теоретических и экспериментальных исследований докладывались и обсуждались на Всесоюзном семинаре (Макеевка, 1986 г.), Всесоюзном научно-техническом совещании (Львов, 1987 г.), научно-техническом симпозиуме по металлическим конструкциям (Москва, МГСУ, 1995 г.), 4-х международных конференциях (Киев, ИЭС им. Е.О. Патона, 1991 г.; Макеевка, 1996 г.; Самара, 1996 г.; Москва, МГСУ, 2000 г.), заседании членов Ассоциации кафедр металлических конструкций (АКМЕК, Липецк, 1994 г.), Четвертых Уральских академических чтениях (Челябинск, 1998 г.), научно-технических конференциях Челябинского государственного технического университета (1980 – 1998 гг.).

Публикации. Основное содержание работы изложено в 35 печатных работах, опубликованных в научных журналах и сборниках. По материалам диссертации получен Патент на изобретение «Крановый рельс».

Объем и структура работы. Работа состоит из введения, шести глав, выводов, заключения, списка использованной литературы (174 наименования) и приложения. Общий объем диссертации 387 страниц, включая 162 иллюстрации и 46 таблиц. В приложении представлены официальные акты от предприятий, на которых проводились экспериментальные исследования, отзывы организаций, а также пример расчета долговечности сварной подкрановой балки.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ ДИССЕРТАЦИИ

Во Введении обоснована актуальность темы диссертации и сформулированы основные положения, выносимые на защиту.

Первая глава посвящена анализу исследований по напряженному состоянию и действительной работе клепаных и сварных подкрановых балок, а также исследований по усталостной прочности сварных подкрановых балок.

Проблемой долговечности сварных подкрановых балок занимались многие научные коллективы, в том числе МГСУ (МИСИ им. Куйбышева), ЦННИ-ИПрокстальконструкция им. Н.П. Мельникова, ЦНИИСК им. Кучеренко, ИЭС им. Е.О. Патона, Пензенский инженерно-строительный институт и др.

Большой вклад в решение проблемы усталостной долговечности и исследования напряженно-деформированного состояния подкрановых балок внесли Е.И. Беленя, К.К. Муханов, А.И. Кикин, А.В. Васильев, Ю.И. Кудишин, В.И. Балдин, Б.М. Броуде, Н.П. Мельников, В.В. Ларионов, К.К. Нежданов, В.М. Горпинченко, Н.С. Москалев, В.П. Федоссов, А.С. Лазарян, Г.А. Шапиро, В.В. Бирюлев, И.И. Крылов, В.И. Труфяков, В.И. Дворецкий, Б.Н. Кошутин, Ю.С. Кунин, Е.А. Митюгов, Э.А. Ривкин, К.А. Шишов и др.

С середины 50-х годов в подкрановых путях цехов с тяжелым режимом работы мостовых кранов применялись как клепаные, так и сварные подкрановые балки, что давало возможность сравнивать их эксплуатационные качества.

Оказалось, что клепаные балки обладают более высокой усталостной долговечностью, чем сварные. Причиной этого является, на наш взгляд, конструктивные особенности организации поясных соединений в балках.

Во-первых, поясные соединения клепаных балок благодаря дискретным связям обладают некоторой податливостью, способствующей приспособляемости конструкции к внешним воздействиям. Во-вторых, многоэлементность поясного соединения позволяет регулировать уровень напряжений в поясных заклепках за счет устройства ламелей или дополнительных поясов.

При эксплуатации поясные заклепочные соединения подкрановых балок проходят несколько стадий работы под нагрузкой. В начальный период работы за счет сжатия склепанного пакета, вызванного остыванием заклепок, нагрузка с пояса на стенку передается через силы трения. Далее происходит совместная работа сил трения и стержня заклепок на срез. И только при длительной эксплуатации, когда появляются признаки ослабления заклепок, передача давления происходит через стержень заклепки на кромки отверстий, в результате чего появляются усталостные трещины. Многостадийность работы поясных соединений в клепаных подкрановых балках и их многоэлементность обеспечивает высокую долговечность балок.

В сварных подкрановых балках отсутствует податливость поясных соединений и в результате увеличивается жесткость подкранового пути. Единственным регулятором местного напряженного состояния стенки сварной балки является крановый рельс. Однако работа и напряженное состояние кранового рельса в системе «колесо – рельс – балка» не исследована.

На основании анализа выполненных исследований сформулирована цель диссертационной работы и задачи, решение которых позволяет ее достичь.

Глава 2 посвящена анализу конструктивной формы крановых рельсов, используемых в подкрановых путях производственных зданий с конца XIX века до наших дней, механическим свойствам рельсовой стали, повреждению рельсов в процессе эксплуатации и закономерностям износа головки рельса.

Рельс в подкрановых путях являются пограничным элементом и выполняет две функции. Во-первых, рельсы являются путями передвижения мостовых кранов и для выполнения данной функции должны обладать необходимой прочностью и износоустойчивостью. Во-вторых, рельс принимает участие в распределении значительных по величине сосредоточенных сил от колес мостовых кранов на стенку подкрановых балок и должен иметь соответствующие жесткостные характеристики на изгиб и кручение. Форма и размеры подошвы рельсов должны обеспечивать надежное прикрепление рельса к поясу балки.

Выполнение первой функции определяется механическими свойствами рельсовой стали, распределением материала по поперечному сечению рельса, то есть его конструктивной формой, и схемой взаимодействия колеса крана с рельсом.

В то же время конструктивная форма рельса определяет его служебные геометрические характеристики (моменты инерции на изгиб и кручение), которые влияют на выполнение рельсом второй функции.

Таким образом, конструктивная форма кранового рельса одновременно должна отвечать критериям прочности как самого рельса, так и подкрановой балки.

В отечественных производственных зданиях, равно как и за рубежом, в подкрановых путях используются рельсы различной конструктивной формы от «брусковых» до фасонных. Развитие конструктивной формы крановых рельсов рассматривалось совместно с изменениями конструкции подкрановых балок.

Клепанные подкрановые балки, обладая мощным многоэлементным верхним поясом и стенкой, обеспечивали прочность поясных соединений при помощи «брускового» рельса.

Применение сварных подкрановых балок вместо клепанных и увеличение колесной нагрузки от мостовых кранов поставило вопрос о местной прочности стенки, которую не могли обеспечить «брусковые» рельсы, а рельсы железнодорожного типа использовались только при небольших колесных нагрузках от кранов. В связи с этим в 1948 году был разработан и утвержден первый отечественный сортамент специальных крановых рельсов типа КР (ГОСТ 4121), хотя первая попытка создать отечественный сортамент специальных крановых рельсов была сделана в 1934 году (проект стандарта 1935 г.).

В последующие годы стандарт 1948 года неоднократно корректировался: в 1952 г. ГОСТ 4121-52, в 1962 г. – ГОСТ 4121-62, в который включен рельс КР140, в 1976 г. – ГОСТ 4121-76, из которого исключены рельсы КР50 и КР60 и изменены размеры подошвы рельса КР140. В 1986 г. вышла новая редакция стандарта – ГОСТ 4121-76*, в котором увеличено значение браковочного минимума твердости головки рельса до $HV = 212$ вместо $HV = 207$ в стандарте 1962 г.

Анализ стандартов показал, что за пятьдесят лет геометрические размеры специальных крановых рельсов не изменились. Не менялись за это время и требования к материалу специальных крановых рельсов, в то время как и грузоподъемность и интенсивность работы мостовых кранов увеличивалась и изменилась конструкция их ходовых частей. Разработанные в 1948 г. специальные крановые рельсы имеют конструктивную форму, которая не учитывает специфику их работы в подкрановых путях, о чем свидетельствует распределение материала по сечению рельсов (табл. 1).

Таблица 1

Распределение металла по поперечному сечению рельсов

Тип рельса	Головка	Шейка	Подошва	Тип рельса	Головка	Шейка	Подошва
	%	%	%		%	%	%
КР70	29.3	35.8	34.9	Р-38	45.4	19.8	34,8
КР80	28.3	37.2	34.5	Р-43	42.8	21.3	35,9
КР100	27.2	37.3	35.5	Р-50	38.2	24.4	37,4
КР120	27.5	36.6	35.9				

Из табл. 1 следует, что в крановых рельсах основная доля металла сосредоточена в шейке и подошве, в то время как головка рельса, находящаяся в сложном напряженном состоянии и в процессе эксплуатации изнашиваемая, имеет минимальный объем металла по сравнению с другими частями. Причем с повышением мощности рельса, и, следовательно, нагрузки на него от колес мостовых кранов, доля металла в головке уменьшается.

В процессе эксплуатации крановые рельсы получают повреждения, обусловленные действующими нагрузками, интенсивностью работы кранов и состоянием крановых путей. Для выявления повреждений крановых рельсов проведены обследования почти 17 000 метров подкрановых путей десяти цехов тяжелого режима работы и двенадцати открытых крановых эстакад копровых цехов. По типам крановых рельсов обследовано:

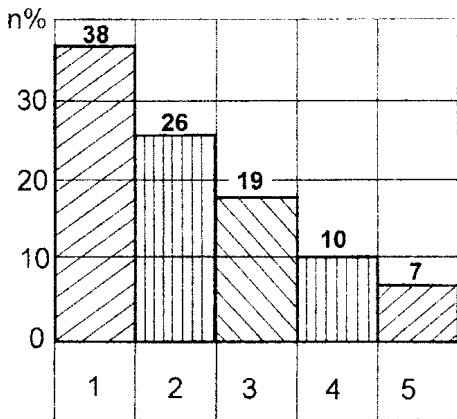
КР70 – 950 м, КР80 – 2250 м, КР100 – 6780 м,
КР120 – 3440 м, Р-50 – 460 м, Р-65 – 3090 м.

Обследование позволило выявить характерные повреждения рельсов и дефекты подкрановых путей (рис. 1). На основе полученных материалов впервые разработан нормативный документ «Каталог дефектов и повреждений крановых рельсов и подкрановых путей», наличие которого даст возможность службам надзора предприятий обоснованно снимать рельсы с эксплуатации. Исследования показали, что наиболее повреждаемым участком подкрановых путей являются зоны стыка рельсов, а наиболее опасным в сечении рельса – зона сопряжения шейки с головкой, где появляются подголовочные трещины (рис. 2).

Химический состав рельсовой стали является одним из основных факторов, обеспечивающих получение рельсов с высокими механическими свойствами и износоустойчивостью. Сталь К63 (М63 до стандарта 1976 г.), используемая для изготовления крановых рельсов, относится к высокоуглеродистым сталям. Износоустойчивость таких сталей, как показали исследования в институте металлургии им. Байкова, зависит от суммы $(C + 0.25 Mn)$ %. Обработка сертификатов качества на крановые рельсы, поставляемые заводом им. Петровского, позволила получить статистику $\Sigma (C + 0.25 Mn)$ %, значения которой свидетельствуют, что химический состав рельсовой стали К63 соответствует минимальной износоустойчивости в нетермообработанном состоянии.

Статистическая обработка результатов заводских испытаний образцов из крановых рельсов на растяжение (выборка 1280 шт.) показала (рис. 3), что рельсовая сталь К63 не имеет запасов по нормируемым механическим свойствам (σ_B , НВ). Это свидетельствует о необходимости пересмотра стандарта на изготовление специальных крановых рельсов.

Выполнены исследования анизотропии механических свойств стали крановых рельсов, для чего проведены испытания на растяжение и ударную вязкость образцов, взятых из различных зон поперечного сечения рельсов вдоль и поперек проката, а также по высоте рельса (Z-направление). Исследования показали, что прочностные характеристики рельсовой стали (σ_B , σ_{02}) практически



- 1 – скол головки в стыке;
- 2 – боковой износ головки;
- 3 – пластическая деформация головки;
- 4 – контактно-усталостные разрушения головки;
- 5 – подголовочные трещины.

Рис.1. Распределение повреждений в крановых рельсах, в %



Рис.2. Подголовочная трещина в головке рельса

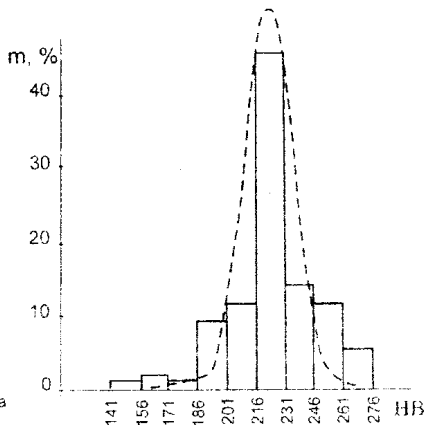
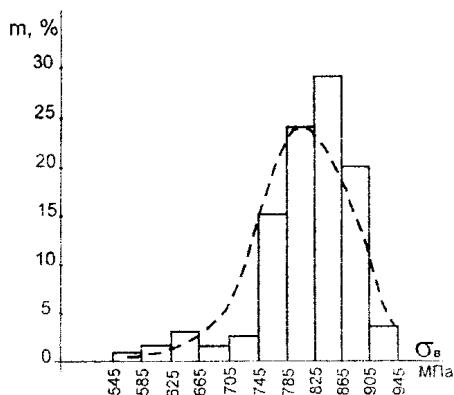


Рис.3. Гистограммы нормируемых механических свойств рельсовой стали К63 (σ_в, НВ)

одинаковы по всем направлениям, в то время как пластические свойства (δ , ψ) в поперечном и Z-направлениях составляют 40...50 % от соответствующих значений вдоль прокатки. Одновременно проведены испытания рельсов на твердость по Виккерсу, что позволило для рельсовой стали выбрать корреляционную зависимость между твердостью и механическими характеристиками, получаемыми при испытаниях на растяжение. При натуральных исследованиях использовалась зависимость $\sigma_B = 0.345 HV$, дающая ошибку 1...3 %, а условный предел текучести рельсовой стали вычислялся по формуле $\sigma_{02} = 0.54 \sigma_B$.

Испытания на ударную вязкость проведены при температурах 20, 0, -20 и -40 °С на образцах с надрезом Менаже и показали, что температура хрупко-вязкого перехода стали К63 близка к 0 °С.

Износ головки крановых рельсов приводит к изменению их геометрических характеристик, влияющих на долговечность как подкрановых балок, так и самих рельсов. Изучение закономерностей износа рельса дает возможность прогнозировать их ресурс, разрабатывать мероприятия по увеличению износоустойчивости и учитывать при аналитической оценке усталостной долговечности подкрановых балок.

Исследования процессов изнашивания крановых рельсов и колес мостовых кранов (рис. 4) выполнялись по специально разработанной методике и приборами, позволяющими в условиях действующих цехов быстро выполнять замеры профилей изнашиваемых деталей и их динамическую твердость по Виккерсу прибором ВПИ-3К.

Интенсивность износа головки рельса в различных эксплуатационных условиях определяется скоростью изнашивания v_P [мм/год], которую можно разложить на скорость вертикального v_{PB} и бокового v_{PB} износа, так как они обусловлены различными механизмами разрушения. Вертикальный износ головки происходит по механизму контактно-усталостных выкрашиваний, а боковой – по механизму трения качения с проскальзыванием. Контактное разрушение головки рельса происходит при достижении поверхностными слоями твердости $HV = 450...470$ ед. Скорость износа рельсов для различных условий эксплуатации и «жестком» опирании рельса на пояс балки изменяются в пределах $v_P = 9.0...10.5$ мм/год. Располагая информацией о скорости износа рельса, можно определить его срок службы по формуле

$$R_P = [\Delta] / v_P, \quad (1)$$

где $[\Delta]$ – нормативная предельная величина износа головки рельса.

Величина, обратная скорости изнашивания, характеризует износоустойчивость рельсов. Для повышения износоустойчивости системы «рельс – колесо» необходимо создать благоприятные условия трения, которые в подкрановых путях можно реализовать путем:

- увеличения податливости системы в поперечном направлении;
- упрочнением поверхностных слоев материала рельсов и колес;
- снижением локальных нагрузок в местах контакта;

– уменьшением перекоса моста крана при движении.

Глава 3 посвящена теоретическим и экспериментальным исследованиям напряженно-деформированного состояния кранового рельса как элемента подкранового пути. Напряженное состояние рельса складывается из напряжений от общего изгиба и кручения, местных напряжений, обусловленных формой поперечного сечения и контактными напряжениями в головке.

Общий изгиб рельса. Теоретические исследования НДС выполнены на основе решения задачи об изгибе бесконечно длинной балки, непрерывно опирающейся на упругое основание. В качестве упругого основания высотой H и толщиной t_0 принимается стенка подкрановой балки. В исследовании использована модель упругого основания с двумя характеристиками, предложенная Н.Н. Леонтьевым, что позволило изучить работу рельса совместно с упругим основанием и влияние рельса на напряженное состояние основания (стенки балки).

Расчетные схемы задачи представлены на рис. 5. Дифференциальное уравнение изгиба балки при действии нагрузки $p(x)$ имеет вид

$$E I V^{(IV)}(x) = p(x) - q(x) \quad (2)$$

и содержит два неизвестных – прогиб $V(x)$ и реактивное давление $q(x)$. Для нахождения реактивного давления рассмотрена задача об осадке поверхности упругого основания при действии на нее нагрузки $q(x)$ – рис. 5б. Перемещения в упругом сжимаемом слое, вызванные действием поверхностной нагрузки $q(x)$, представлены в виде:

$$U(x, y) = 0, \quad V(x, y) = V(x) \cdot \psi(y), \quad (3)$$

где $\psi(y)$ – некоторая функция, характеризующая распределение перемещений по высоте упругого слоя H .

Перемещениям (3) соответствуют деформации упругого основания

$$\varepsilon_x = 0; \quad \varepsilon_y = V^{(I)}(x) \cdot \psi^{(I)}(y); \quad \varepsilon_{xy} = V^{(I)}(x) \cdot \psi^{(I)}(y) \quad (4)$$

и соответствующие им нормальные и касательные напряжения:

$$\sigma_y = E_0 / (1 - \mu_0^2); \quad \tau_{xy} = E_0 \varepsilon_{xy} / 2(1 + \mu_0). \quad (5)$$

Дифференциальное уравнение осадки упругого основания при действии поверхностной нагрузки $q(x)$ имеет вид:

$$0.5 (1 - \mu_0) r_{11} V^{(II)}(x) - s_{11} V^{(II)}(x) = -(1 - \mu_0^2) q_1(x) / E_0, \quad (6)$$

где $q_1(x) = q(x) \cdot \psi(0)$; r_{11} и s_{11} – коэффициенты, равные:

$$r_{11} = t_0 \int_0^H \psi^2(y) dy; \quad s_{11} = t_0 \int_0^H \psi^2(y) dy. \quad (7)$$

После почленного умножения на величину и при $\psi = 1$ уравнение (6) примет вид:

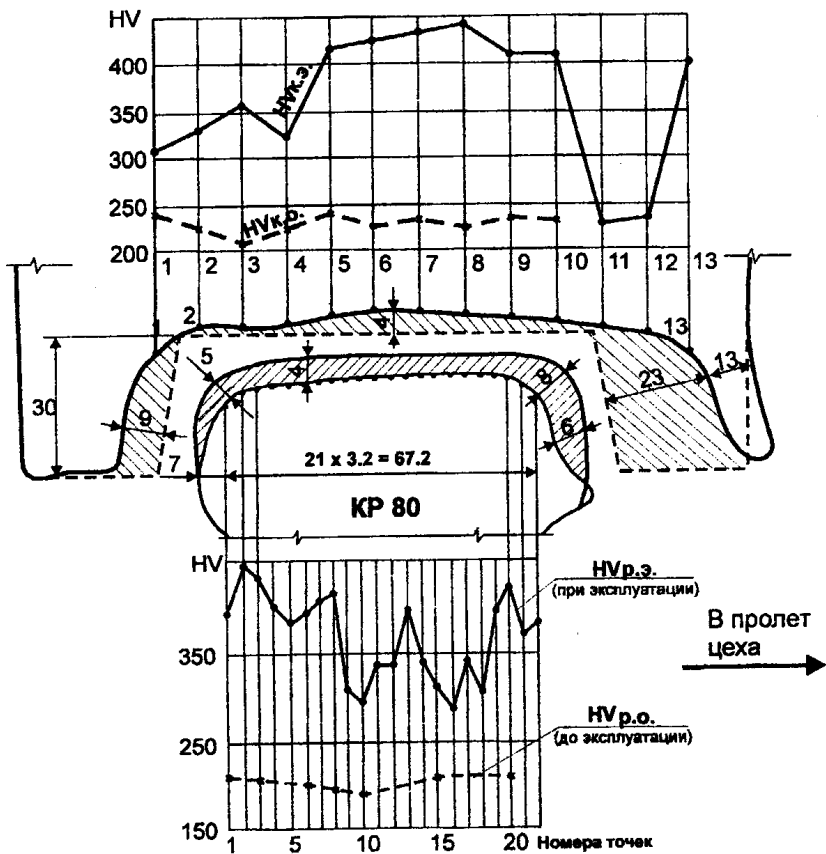


Рис. 4. Совместный износ кранового рельса и колеса мостового крана

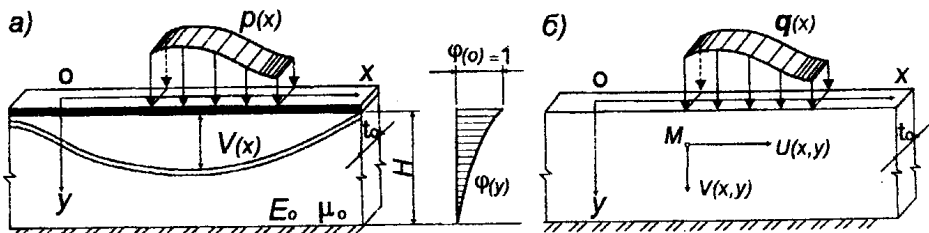


Рис. 5. Расчетные схемы кранового рельса как балки на упругом основании

$$-2 t V(x) + k V(x) = q(x). \quad (8)$$

В формуле (8) параметры k и t определяются из выражений:

$$k = E_0 s_{11} / (1 - \mu_0^2); \quad t = 0.25 E_0 r_{11} / (1 - \mu_0). \quad (9)$$

Свойства упругого основания, описываемого дифференциальным уравнением (8), зависят от величины двух характеристик – k и t . Параметр k определяет работу упругого основания на сжатие, а параметр t характеризует работу упругого основания на сдвиг.

Величина упругих постоянных основания k и t зависит от функции $\psi(y)$, которая отражает закон затухания перемещений по высоте упругого слоя при действии на рельс сосредоточенной силы:

$$\psi(y) = \left(sh \gamma \cdot \frac{H - Y}{L} \right) / \left(sh \gamma \cdot \frac{H}{L} \right), \quad (10)$$

где γ – некоторый постоянный коэффициент, определяющий интенсивность затухания деформаций по глубине упругого слоя H .

Величина коэффициента γ получена при аппроксимации функцией (10) экспериментальных исследований распределения местных напряжений в стенке сварных балок. Используются работы У. Нигуяки и Э.А. Ривкина, а также собственные исследования на балках из прокатных двутавров. Коэффициент γ , характеризующий интенсивность затухания деформаций по высоте стенки, изменяется в пределах $\gamma = 0.25 \dots 0.30$. Ошибка аппроксимации составляет $8 \dots 18\%$.

Понимая, что прогиб балки и осадка упругого основания равны, рассмотрим уравнения (2) и (8) совместно и получим дифференциальное уравнение, характеризующее условие совместности работы рельса и стенки балки:

$$\frac{\partial^4 V}{\partial \eta^4} - 2r^2 \frac{\partial^2 V}{\partial \eta^2} + s^4 V = \frac{pL^4}{EI}, \quad (11)$$

где $\eta = x/L$ – приведенная координата; L – параметр,

$$L = \sqrt[3]{\frac{2EI(1 - \mu_0^2)}{E_0 t_0}}, \quad \text{или} \quad L = \sqrt[3]{1.82I/t_0}; \quad (12)$$

EI – жесткость рельса на изгиб; r^2 и s^4 – безразмерные упругие характеристики,

$$r^2 = tL^2/EI; \quad s^4 = kL^4/EI. \quad (13)$$

Если упругое основание представляет собой полуплоскость, т.е. $H \rightarrow \infty$, то формулы (9) и (13) примут вид:

$$k = 0.5 E_0 t_0 \gamma / L (1 - \mu_0^2); \quad t = 0.125 E_0 t_0 L / \gamma (1 + \mu_0). \quad (14)$$

$$s^4 = \gamma; \quad r^2 = 0.25 (1 + \mu_0) / \gamma. \quad (15)$$

При $\gamma = \mu_0 = 0.3$, после некоторых преобразований получим:

$$k = 0.284 \cdot 10^6 t_0 \sqrt[3]{t_0/I}; \quad t_0 = 0.822 \cdot 10^6 \sqrt[3]{I t_0^2}. \quad (16)$$

Из формул (16) следует, что «жесткость» основания при работе на сжатие пропорциональна толщине упругого слоя t_0 и обратно пропорциональна моменту инерции балки (т.е. рельса) I . Зависимость параметра k от момента инерции балки I и толщины упругого слоя t_0 показана на рис. 6. Для реальных балок идеализация стенки как упругой полуплоскости, как это следует из рисунка, справедлива при толщинах стенки $t_0 \geq 10$ мм. В балках с толщиной стенки $t_0 = 6 \dots 8$ мм, т.е. в балках малых пролетов, появляется наибольшая ошибка.

Для изучения НДС кранового рельса при общем изгибе рассмотрена бесконечно длинная балка на упругом основании, нагруженная в начале координат сосредоточенной силой. Задача сводится к решению однородного дифференциального уравнения

$$\frac{\partial^4 V}{\partial \eta^4} - 2r^2 \frac{\partial^2 V}{\partial \eta^2} + s^4 V = 0. \quad (17)$$

Функция прогиба $V(\eta)$ зависит от соотношения между параметрами s и r . Расчеты для типовых сварных подкрановых балок и балок, находящихся в эксплуатации, показали, что при соотношении $H/L \leq 8.5$ $s > r$, а при $H/L \geq 8.5$ $s < r$. В диссертации рассмотрены оба случая и получены формулы для вычисления прогиба $V(\eta)$, изгибающего момента $M(\eta)$, перерезывающей силы $Q(\eta)$ и реактивного давления рельса на стенку балки $q(\eta)$.

Для подтверждения принятой теоретической модели выполнен эксперимент по определению прогиба рельса КР70-Л1, свободно лежащего на балке пролетом 6 м из широкополочного двутавра 90Ш2. Сравнение экспериментальной и теоретической кривых прогиба рельса (рис. 7) показывает на их удовлетворительную сходимость.

Кручение рельса. Крановый рельс в подкрановых путях работает на стесненное кручение. НДС кранового рельса при стесненном кручении рассматривали как бесконечно длинную балку на упругом основании, нагруженную в начале координат крутящим моментом $M_{кр}$. Упругие свойства основания характеризует коэффициент податливости при кручении $k_{кр}$. Считаем, что при кручении отрыва подошвы рельса от пояса балки не происходит благодаря работе креплений рельса. Из этой предпосылки следует, что угол поворота рельса совпадает с углом поворота пояса балки.

Дифференциальное уравнение кручения балки на упругом основании имеет вид

$$EI_{\phi} \Theta_{(x)}^{IV} - GI_d \Theta_{(x)}^{II} = m_{(x)}, \quad (18)$$

где EI_{ϕ} – крутильная жесткость рельса при стесненном кручении; GI_d – крутильная жесткость рельса при свободном кручении; $m_{(x)}$ – реактивный момент упругого основания; $\Theta_{(x)}$ – угол поворота рельса, совпадающий с углом поворота пояса балки.

Реактивный момент $m_{(x)}$ представим в виде

$$m_{(x)} = -k_{KP} \Theta_{(x)}. \quad (19)$$

Подставив (19) в (18) и разделив почленно на EI_φ получим

$$\Theta_{(x)}^{IV} - 2r^2 \Theta_{(x)}^{II} + s^4 \Theta_{(x)} = 0, \quad (20)$$

$$\text{где } r^2 = GI_d / 2EI_\varphi; \quad s^4 = k_{KP} / 2EI_\varphi. \quad (21)$$

Решение однородного дифференциального уравнения (20) представим в виде

$$\Theta_{(x)} = e^{\alpha x}, \quad (22)$$

где α – неизвестный множитель, который необходимо определить.

Тогда дифференциальное уравнение (20) примет вид

$$\alpha^4 \cdot e^{\alpha x} - 2r^2 \cdot \alpha^2 \cdot e^{\alpha x} + s^4 \cdot e^{\alpha x} = 0. \quad (23)$$

Коэффициент податливости k_{KP} принимает минимальное значение в середине панели d :

$$k_{KP} = 8p / d^2, \quad (24)$$

$$\text{где } p = \frac{4D_{CT} h_0}{15} + 2(1 - \mu)D_{II} b_{II} + GI_d, \quad (25)$$

где D_{CT} , D_{II} – цилиндрическая жесткость стенки и полки соответственно.

Минимальному значению k_{KP} соответствуют наибольшее значение бимоменты B ,

$$B_{\max} = \frac{M_{KP}}{2[\alpha_3^2 - \alpha_1^2]} [\alpha_3 e^{-0.5d\alpha_3} - \alpha_1 e^{-0.5d\alpha_1}], \quad (26)$$

где α_1 и α_3 – корни характеристического уравнения, равные:

$$\alpha_1 = \sqrt{r^2 + \sqrt{r^4 - s^4}}; \quad \alpha_3 = \sqrt{r^2 - \sqrt{r^4 - s^4}}. \quad (27)$$

Расчеты показали, что нагрузка на рельс от бимоменты носит местный характер.

Местные напряжения в крановом рельсе возникают в месте сопряжения головки рельса с шейкой и ответственны за появление и развитие подголовочных трещин. Расчет выполнен на основании приближенной расчетной модели, принятой для железнодорожных рельсов, имеющих высокую и тонкую шейку.

Головка кранового рельса рассматривается как бесконечно длинная балка на сплошном упругом основании, роль которого выполняет шейка, состоящая из отдельных, не связанных друг с другом стержней (рис. 8) единичной ширины.

Упругие свойства основания характеризуют коэффициенты постели k , которые определяются как усилия, вызывающие единичные перемещения конца консоли, имеющей длину l , равную высоте шейки h_{III} и высоту, равную средней толщине шейки b_{III} . Коэффициенты k :

$$- \text{ для вертикального перемещения } - k_1 = E b_{III} / h_{III}; \quad (28)$$

$$- \text{ для поворота } - k_2 = E b_{III}^3 / 12h_{III}; \quad (29)$$

$$- \text{ для горизонтального перемещения } - k_3 = E b_{III}^3 / 4h_{III}^3. \quad (30)$$

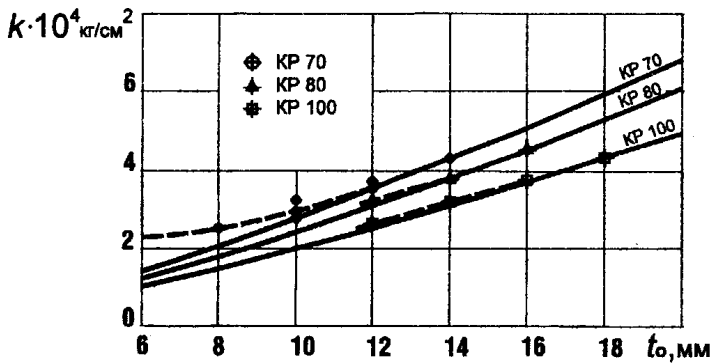


Рис. 6. Зависимость коэффициента упругости основания k от толщины стенки подкрановой балки t_o

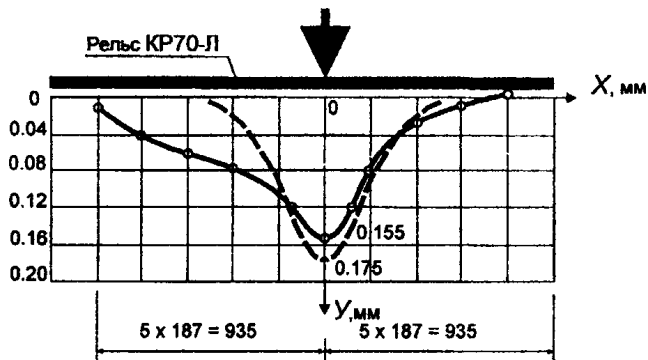


Рис. 7. Прогиб рельса KP70-Л как балки на сплошном упругом основании

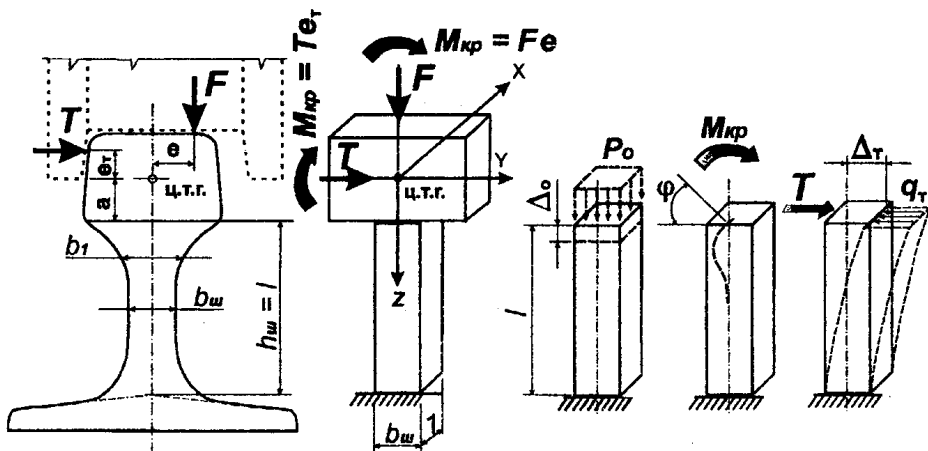


Рис. 8. Расчетные схемы для вычисления подголовочных напряжений

Местные нормальные и касательные напряжения в подголовочной зоне кранового рельса

$$\sigma_y = \frac{FK_1}{2b_1} \alpha + \frac{6K_2}{b_1^2} \left(\frac{T}{2} \beta + \frac{M_{KP}}{2} \gamma \right); \quad (31)$$

$$\tau_{xz} = T \cdot \beta / 2b_1.$$

где $\alpha = (k_1 / 4EI_{rz})^{0.25}$; $\beta = (k_3 / 4EI_{ry})^{0.25}$; $\gamma = (k_2 / GI_{rk})^{0.5}$; K_1 и K_2 – коэффициенты концентрации напряжений при растяжении – сжатии и изгибе соответственно; b_1 – ширина шейки рельса в сечении, в котором определяются подголовочные напряжения.

Экспериментальная проверка напряженного состояния подголовочной зоны выполнялась на крановых рельсах *KP70*, *KP100* и рельсе венгерского производства *MSZ-100*. Сравнение экспериментальных значений подголовочных напряжений с теоретическими (рис. 9а, б) показало их удовлетворительную сходимость (12...18%) в области максимумов, что вызвано некоторой условностью расчетной схемы.

Исследования выявили значительное влияние на величину подголовочных напряжений эксцентриситета e вертикальной силы (рис. 9в). Поэтому рекомендуется дополнительно нормировать соотношение «тип рельса – вертикальная нагрузка» указанием допустимой величины эксцентриситета e , что учтено в разработанных Нормативах износа крановых рельсов.

Подголовочная зона крановых рельсов при работе кранов испытывает плоское напряженное состояние и ее прочность определяется приведенными напряжениями:

$$\sigma_{пр} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \sigma_y + 3\tau_{xy}^2} \leq 1.15 R_y, \quad (32)$$

где
$$\sigma_x = M \cdot y / I_x + B \cdot \varphi / I \varphi; \quad (33)$$

$$\tau_{xy} = \frac{Q \cdot S_r}{b_{III} \cdot I_{rx}} + \frac{T}{2b_1} \left(\frac{b_{III}^3}{h_{III}^3 \cdot I_{ry}} \right)^{0.25}. \quad (34)$$

Износ головки рельса приводит к увеличению напряжений в подголовочной зоне, так как уменьшаются геометрические характеристики головки рельса на изгиб и кручение. Это подтверждают эксперименты на крановых рельсах *KP70* и *KP100*, выполненные методами тензометрии и фотоупругости.

Результаты исследований показали, что вертикальный износ головки рельса оказывает влияние на величину подголовочных напряжений только при наличии эксцентриситета e , о чем свидетельствуют зависимости σ_y , представленные на рис. 10 – подголовочные напряжения в «критическом» сечении превышают браковочный минимум предела текучести рельсовой стали.

Износ головки рельса также снижает и общую жесткость рельса на изгиб и кручение. Результаты экспериментальных исследований при вертикальном износе головки рельса представлены в табл. 2.

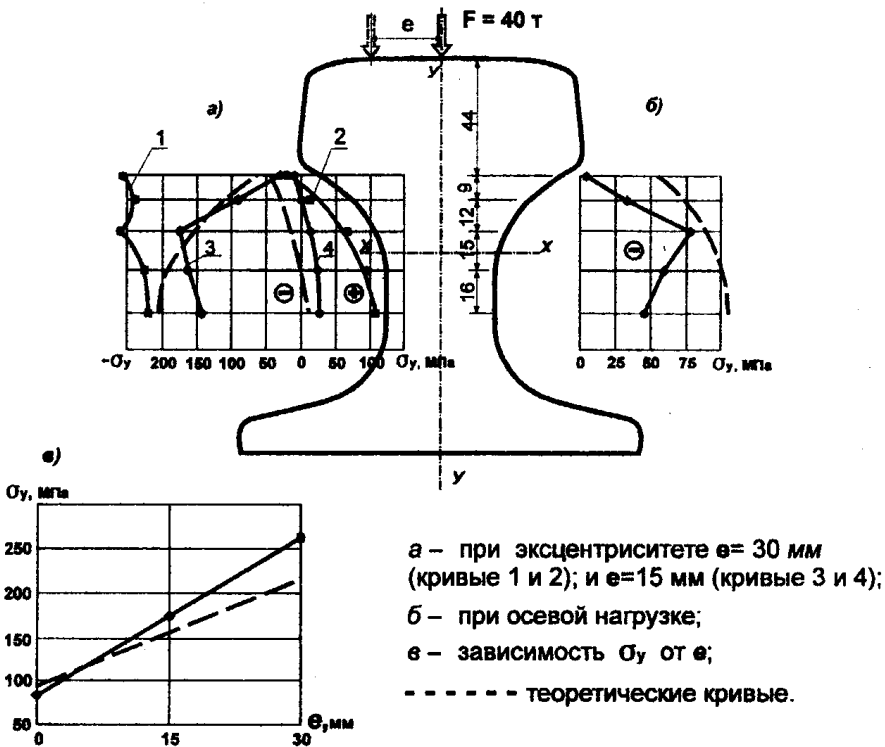
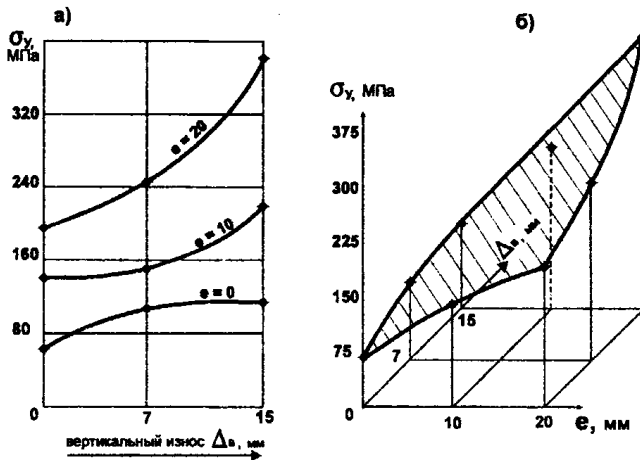


Рис. 9. Напряженное состояние подголовочной зоны рельса КР 100



а – зависимость σ_y от вертикального износа головки рельса;
 б – то же от износа головки рельса и эксцентриситета.

Рис. 10. Зависимость подголовочных напряжений в "критическом" сечении рельса КР 100

Изменение момента инерции крановых рельсов при вертикальном износе головки

Величина износа ΔB , мм	I_x рельса (см ⁴)					
	КР70			КР100		
	Теория	Эксперимент	Снижение I_x , %	Теория	Эксперимент	Снижение I_x , %
0	1083	1075	—	2806	2932	—
7	930	947	12.0	—	1949	33.5
15	—	744	31.0	—	1862	36.5

Методика расчета прочности подголовочной зоны использована при разработке Норм предельного износа головки крановых рельсов и максимальной колесной нагрузки на рельсы разных типов. Значения предельного износа головки крановых рельсов утверждены ВНИИПТМАШ в качестве нормативного документа (табл. 3).

Таблица 3

Нормативы износа крановых рельсов

№ п/п	Вид износа рельса	Величина износа рельса, мм, при расчетной вертикальной нагрузке P , кН, и эксцентриситете e , мм, не более							
		КР70	КР80	КР100	КР120	Р38	Р43	Р50	Р65
		$P=300$ $e=10$	$P=400$ $e=10$	$P=500$ $e=10$	$P=650$ $e=15$	$P=150$ $e=10$	$P=250$ $e=10$	$P=350$ $e=10$	$P=450$ $e=10$
1	Вертикальный износ головки рельса	6	7	10	12	4	6	7	8
2	Боковой износ:								
	– односторонний	15	18	25	25	8	10	12	14
	– двусторонний	20	22	30	32	12	14	16	18
3	Приведенный износ (вертикальный плюс половина бокового)	14	16	23	28	8	12	15	17

Глава 4 посвящена исследованию поведения рельсовой нити в зоне прямого неперекрытого стыка, а также напряженного состояния крановых рельсов и стенки подкрановой балки в зоне стыка рельса.

Конструктивные особенности стыка вызывают неизбежное появление в подкрановом пути таких дефектов, как «зазор» и «ступенька», при прохождении через которые возникают дополнительные динамические нагрузки вследствие скачкообразного изменения положения мгновенного центра вращения колеса из-за перелома траектории качения (рис. 11). В результате перемещения центра вращения колеса из положения θ_1 в положение θ_2 возникает вертикальная составляющая скорости движения центра тяжести колеса $V_{уд}$, которая и

приводит к соударению колеса с рельсом. Для определения $V_{уд}$ предложена модель взаимодействия колеса крана и рельсового пути в стыке, учитывающая воздействие только вертикальной нагрузки (рис. 12).

Процесс соударения колеса и рельса описывается системой линейных дифференциальных уравнений с постоянными коэффициентами:

$$\left. \begin{aligned} M_K \cdot V_1^{(II)} + G_K(V_1 - V_2) &= 0; \\ m_{пр} \cdot V_2^{(II)} + \alpha_{пр} V_2^{(I)} + G_{пр} \cdot V_2 - G_K(V_1 - V_2) &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (35)$$

В системе (35) первое уравнение описывает движение колеса крана массой M_K , а второе – движение приведенной массы рельса $m_{пр}$. Из системы (35) получено выражение для нахождения максимального значения силы ударного взаимодействия колеса и рельса:

$$P_{уд. max} = V_{уд} \cdot \sqrt{m_{пр} \cdot G_K}, \quad (36)$$

где $V_{уд} = V \cdot \operatorname{tg} \gamma$ (см/с) – вертикальная составляющая относительной скорости соударения колеса и рельса; V – скорость движения колеса.

Для случая «зазор» $\operatorname{tg} \gamma = \delta / D$ и тогда

$$V_{уд} = V \cdot \operatorname{tg} \gamma = \delta \cdot V / D. \quad (37)$$

Для дефекта «ступенька» высотой h

$$\operatorname{tg} \gamma = l / (0.5D - h), \quad (38)$$

а скорость соударения соответственно равна:

$$V_{уд} = V \cdot \operatorname{tg} \gamma = V \cdot l / (0.5D - h), \quad (39)$$

где l – расстояние между точками контакта колеса с рельсами.

Совместное решение уравнений (36) и (37) позволяет получить выражения для определения предельной величины зазора между рельсами в стыке δ_r , которые имеют следующий вид:

$$- \text{ для рельсов КР70 и КР80} \quad \delta_r \leq P_{уд. max} \cdot D / 600V; \quad (40)$$

$$- \text{ для рельсов КР100...КР140} \quad \delta_r \leq P_{уд. max} \cdot D / 830V. \quad (41)$$

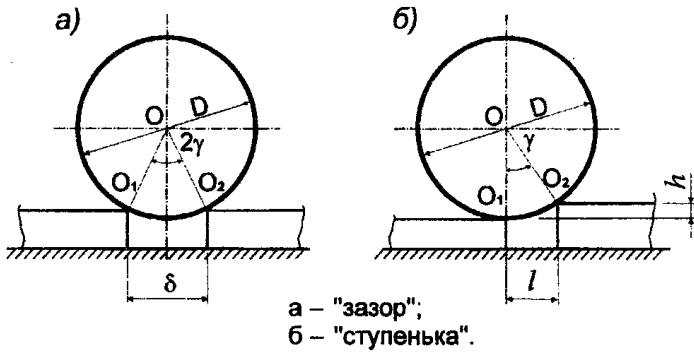
За величину $P_{уд. max}$ принята вертикальная нагрузка, которая вызывает в подголовочной зоне рельса напряжения, равные пределу выносливости рельсовой стали R_V . На основании выполненных исследований $R_V = 150 \text{ МПа}$.

Из решений, представленных в гл. 3, $P_{уд. max}$ равно

$$P_{уд. max} = \frac{R_V}{\beta(K_1 \cdot A + 1.4 \cdot e \cdot K_2 \cdot B)}, \quad (42)$$

где $\beta = 3$ – коэффициент, учитывающий влияние края на величину подголовочных напряжений (определен экспериментально); A и B – параметры, имеющие конкретные значения для каждого типа рельса и вычисленные без учета износа головки; e – допустимый эксцентриситет вертикальной нагрузки.

При заданных условиях и $V = 150 \text{ см/с}$ (90 м/мин) максимальная величина зазора δ в стыке рельсов не должна превышать:



а – "зазор";
б – "ступенька".

Рис. 11. Схемы прохождения колеса крана по стыку рельса

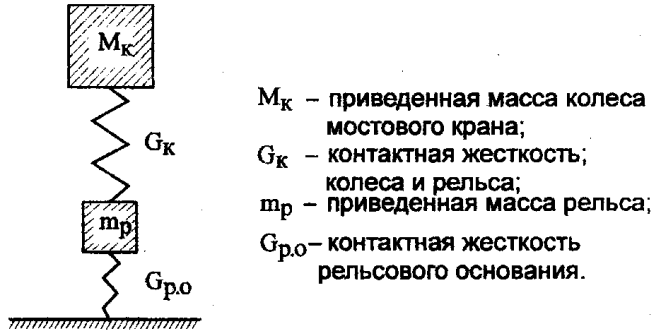


Рис. 12. Расчетная схема к определению ударного воздействия колеса и рельса

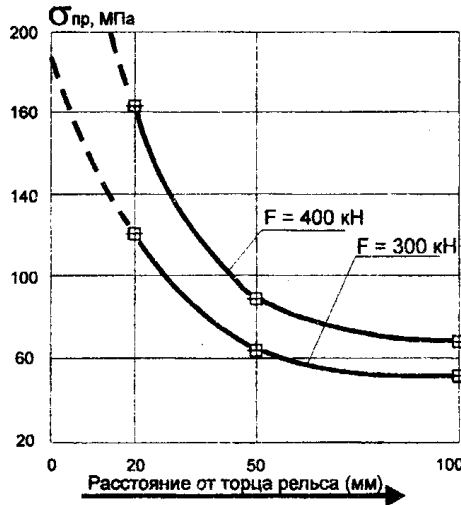


Рис. 13. Изменение приведенных напряжений в подголовочной зоне рельса в стыке

- для рельсов КР70, КР80 $\delta_r \leq 30$ мм;
- для рельсов КР100...КР140 $\delta_r \leq 40$ мм;
- для железнодорожных рельсов $\delta_r \leq 20 \dots 35$ мм.

Аналогично рассмотрено влияние «ступеньки» на величину динамического удара и прочность подголовочной зоны рельса.

Экспериментально напряженно-деформированное состояние рельса в зоне стыка исследовалось на крановом рельсе КР100, свободно лежащем на поясе сварной балки. Исследования показали, что при наличии не перекрытого стыка рельс работает как полубесконечная балка на упругом основании, так как в головке возникают растягивающие изгибные напряжения σ_x . Величина подголовочных напряжений σ_y зависит от расстояния до торца рельса: в критических сечениях на расстоянии 20 мм от торца напряжения в 3.5 раза превосходят эти же напряжения в рельсе без стыка, а на расстоянии 50 мм только в 1.5 раза. На торце рельса подголовочные напряжения могут превышать временное сопротивление рельсовой стали (рис. 13).

Сварные стыки крановых рельсов выполняют ванной сваркой. Основным условием долговечности сварных стыков рельсов является равенство механических свойств сварного стыка механическим свойствам рельсовой стали.

Качество сварных стыков рельсов и их эксплуатационная надежность в значительной степени определяется свариваемостью рельсовой стали и непрерывностью процесса сварки. Для получения качественного сварного стыка при производстве работ на подкрановых путях требуется точное соблюдение режимов сварки.

Углеродный эквивалент C_3 рельсовой стали К63, на основании статистической обработки данных сертификатов, равен $\min C_3 = 0.711$; $\max C_3 = 0.855$. Следовательно, во избежание появления холодных трещин в металле шва необходим подогрев зоны стыка. Для определения требуемой температуры предварительного подогрева использована зависимость Сефариана:

$$T = 350\sqrt{[C] - 0.25}, \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (43)$$

где $[C] = [C]_C + [C]_S$ – общий эквивалент углерода, который является суммой химического эквивалента углерода $[C]_C$ и эквивалента углерода $[C]_S$, зависящего от толщины свариваемой детали s .

Из формулы (43) следует, что температура подогрева зависит от индивидуального значения общего эквивалента углерода $[C]$ свариваемых рельсов. Поэтому качество сварного стыка зависит от технологической совместимости рельсов по индивидуальным значениям $[C]$.

С учетом полученных данных по $[C]$ вычислен диапазон температур предварительного подогрева при сварке стыков крановых рельсов, который оказался равным: $T_{\min} = 266$ °С, $T_{\max} = 300$ °С.

Экспериментальные исследования напряженного состояния стенки под стыком рельса выполнялись на моделях сварной и прокатной балок с рельсами КР100 и КР70 соответственно. Эксперимент показал, что не перекрытый стык

рельса оказывает влияние не только на величину местных и общих напряжений в стенке балки, но и на характер их распределения. Эксперимент на прокатной балке из двутавра № 50III2 показал, что широкополочные двутавры менее чувствительны к наличию не перекрытого стыка рельса.

Глава 5 посвящена анализу методов повышения долговечности элементов подкрановых путей производственных зданий.

Эксплуатационную надежность подкрановых балок определяет в первую очередь величина местных напряжений в верхней зоне стенки.

На основе решений, полученных в главе 3 для балок малых пролетов, нормальные и касательные напряжения в стенке могут быть вычислены по формулам:

$$\sigma_y = \frac{F}{2 \cdot L \cdot t_0 \cdot s^2} \cdot \frac{1}{\alpha \cdot \beta} [\alpha \cdot F_1(\eta) + \beta \cdot F_2(\eta)], \quad (44)$$

$$\tau_{xy} = \frac{F \cdot (1 - \mu_0)}{4 \cdot L \cdot t_0} \cdot \frac{F_1(\eta)}{\alpha \cdot \beta}. \quad (45)$$

Представим формулу (44) в традиционном виде:

$$\sigma_y = F / l_{ef} \cdot t_0, \quad (46)$$

где l_{ef} – условная длина распределения сосредоточенной силы:

$$l_{ef} = \frac{2 \cdot L \cdot s^2 \cdot \alpha \cdot \beta}{\alpha \cdot F_1(\eta) + \beta \cdot F_2(\eta)}, \quad (47)$$

где L вычисляется по формуле (12) и равно:

$$L = \sqrt[3]{2EI(1 - \mu_0^2) / E_0 t_0} = 1.22 \sqrt[3]{EI / E_0 t_0}.$$

Для рассматриваемого упругого основания при $\mu_0 = 0.3$ и $\gamma = 0.3$ упругие константы основания равны:

$$\begin{aligned} k &= 0.165 E_0 t_0 \psi_K^* / L; & t &= 0.32 E_0 t_0 L \psi_t^*; \\ r^2 &= t L^2 / EI = 0.582 \psi_t^*; & s^4 &= k L^4 / EI = 0.30 \psi_K^*; \\ \beta &= [0.5 (s^2 - r^2)]^{0.5}; & \alpha &= [0.5 (s^2 + r^2)]^{0.5}; \\ F_1(\eta) &= e^{-\alpha \eta} \cdot \sin \beta \eta; & F_2(\eta) &= e^{-\alpha \eta} \cdot \cos \beta \eta; \\ \psi_K^* &= \frac{sh \gamma (H/L) \cdot ch \gamma (H/L) + \gamma (H/L)}{sh^2 \gamma (H/L)}; \\ \psi_t^* &= \frac{sh \gamma (H/L) \cdot ch \gamma (H/L) - \gamma (H/L)}{sh^2 \gamma (H/L)}. \end{aligned}$$

Подставив полученные значения коэффициентов в формулу (47) и выполнив преобразования, получим для случая $\eta = 0$

$$l_{ef} = 1.1 \cdot L \cdot \alpha \sqrt{\psi_K^*} = 1.343 \cdot \alpha \sqrt{\psi_K^*} \sqrt[3]{EI / E_0 t_0}. \quad (48)$$

Из формулы (48) следует, что увеличить значение параметра l_{ef} можно тремя способами:

- увеличивать момент инерции рельса I в числителе формулы;

- уменьшить модуль податливости основания E_0 в знаменателе;
- использовать два первых способа одновременно.

Наиболее эффективно второе направление – придание стенке балки дополнительных амортизирующих свойств. Пример эксплуатации клепаных подкрановых балок показывает, что не обязательно выполнять стенку с податливостью E_0 на всю высоту, а достаточно сделать это только в локальной зоне действия местных напряжений.

В сварных подкрановых балках второе направление конструктивно реализовано при помощи низко модульных прокладок, укладываемых под подошву кранового рельса. В этом случае стенку балки можно моделировать как двухслойное упругое основание, верхний слой которого представляет собой винклеровское основание, а подстилающий – упругую полуплоскость.

Низко модульная прокладка представляет собой элемент, состоящий из одного или нескольких слоев резины и стальной арматуры, соединенных друг с другом в процессе вулканизации. Конструктивные решения прокладок определяется величиной нагрузки от колеса крана и представлены в Пособии по проектированию усиления стальных конструкций (к СНиП II-23-81^{*}).

Для бесконечно длинной балки, лежащей на винклеровском упругом основании и загруженной сосредоточенной силой, условная длина распределения нагрузки по поясу балки

$$l_{ef}^* = 3\sqrt{EI_p/k}, \quad (49)$$

где k – коэффициент постели основания (определяется конструкцией прокладки).

В случае использования низко модульных прокладок максимальные напряжения в стенке балки от нагрузки q , распределенной по поясу на длине l_{ef}^* ,

$$\sigma_{y,max} = \frac{q \cdot l_{ef}^* \cdot h_0}{\pi \cdot t_{CT} \cdot [h_0^2 + 0.25 \cdot l_{ef}^{*2}]}, \quad (50)$$

где l_{ef}^* вычисляется по формуле (49).

Формулу (50) рекомендуется использовать при оценке местного напряженного состояния стенки эксплуатируемых балок. При проектировании новых балок с использованием низко модульных прокладок можно применять формулу (46) с подстановкой l_{ef}^* из (49).

Местные напряжения изгиба в стенке балки, в случае применения низко модульной прокладки, могут быть вычислены по формуле

$$\sigma_{fy} = 2M_{KP} \cdot t \cdot \alpha_u / I_f, \quad (51)$$

где $\alpha_u < 1$ – коэффициент, учитывающий совместную работу рельса, прокладки и пояса. Значения коэффициента α_u приведены в Пособии по проектированию усиления стальных конструкций (СНиП II-23-81^{*}).

Эксперимент на рельсе без стыка показал, что при действии на рельс осевой нагрузки упругая податливость низко модульной прокладки приводит к

увеличению прогиба на 75.. 90 % и напряжений общего изгиба σ_x на 45...80 % по сравнению с непосредственным опиранием рельса на пояс. В эксперименте использована резино-металлическая прокладка с высотой слоя резины 6 мм и твердостью по Шору $H_a=87$ ед, имеющая коэффициент постели $k_0 = 6.5 \text{ кН/см}^3$ и коэффициент податливости основания $k = 6.5 \cdot 15 = 97.5 \text{ кН/см}^2$. Для сравнения, коэффициент податливости поясных соединений в клепаных подкрановых балках характеризуются величиной $k = (28...70) \cdot 10^2 \text{ кН/см}^2$.

Сравнение теоретических значений прогибов рельса и напряжений σ_x показали хорошую сходимость с экспериментальными значениями и тем самым подтвердили принятую модель упругого основания. Подголовочные напряжения σ_y при осевой нагрузке практически не реагируют на наличие низко модульной прокладки – различие составляет 3...5 %.

Приложение вертикальной нагрузки с эксцентриситетом вызывает кручение рельса на прокладке – угол поворота рельса на прокладке почти в четыре раза больше, чем при «жестком» опирании. Работа рельса на кручение влияет на величину и характер распределения напряжений σ_x . В связи с этим, разработанные прокладки имеют характеристики упругой податливости, обеспечивающие прочность крановых рельсов при изгибе и кручении. Подголовочные напряжения σ_y при загрузении с эксцентриситетом превышают эти же напряжения при «жестком» опирании на 4...5 %.

В зоне прямого не перекрытого стыка упругая податливость основания приводит к увеличению прогиба рельса и соответственно к росту общих изгибных напряжений σ_x в 3.0...3.5 раза по сравнению с «жестким» опиранием. При этом наблюдается хорошая сходимость с теоретическим прогибом, вычисленным как для полубесконечной балки на винклеровском упругом основании.

Эксперименты в действующих цехах показали, что низко модульные прокладки благоприятно сказываются на износоустойчивости крановых рельсов, которая возрастает в 3...5 раз. Это вызвано приспособляемостью кранового рельса и колеса крана в результате увеличения податливости рельсовой нити в поперечном направлении, снижения локальных нагрузок в местах контакта и уменьшения перекоса моста крана при движении.

Тенденции в развитии мирового краностроения показывают, что для увеличения износоустойчивости предполагается применять крановые колеса с твердостью $HR_c = 60$ ед. (~ 600 НВ), что потребует применения рельсов с твердостью (450...500) НВ. Износоустойчивость рельсов можно повысить путем упрочнения поверхностных слоев материала рельсов.

В результате технико-экономического анализа металлургических методов повышения механических свойств рельсовой стали сделан выбор на легирование рельсовой стали ванадием или хромом.

На металлургическом заводе им. Петровского по заказу Магнитогорского металлургического комбината при непосредственном участии автора впервые в отечественной практике была прокатана опытно-промышленная партия кра-

нового рельса КР100 массой 120 тонн из стали К63, легированной ванадием (табл. 4).

Таблица 4

Марка стали	№ плавки	Химический состав, %						Масса т	Мех. свойства			
		C	Mn	Si	S	P	V		$\sigma_{в}$, кН/см ²	$\sigma_{т}$, кН/см ²	δ_{10} , %	НВ
К-63	3234	0.61	0.94	0.25	0.034	0.034	0.27	37.78	93.5	50.0	—	321
	3239	0.70	1.05	0.24	0.022	0.052	0.17	35.80	91.5	47.0	—	302
	3240	0.69	0.76	0.20	0.030	0.045	0.20	46.63	103.0	60.0	6.5	302

Экспериментальные рельсы были использованы на ММК в подкрановых путях тяжелого режима, а также в горячих железнодорожных путях комбината.

Кроме испытаний и наблюдений в действующем цехе экспериментальные рельсы были подвергнуты лабораторным испытаниям на растяжение и ударную вязкость при температурах 20, 0, -20 и -40 °С.

Результаты испытания образцов на растяжение показали, что легирование стали ванадием повышает временное сопротивление в 1.3...1.5 раз, при этом относительное удлинение уменьшилось в 1.5 раза. Механические свойства в Z-направлении в результате легирования возросли на 35...50 %, что положительно для восприятия контактных напряжений и уменьшения вертикального износа головки рельса. Анизотропия свойств, так же как и у стандартной стали, наблюдается только в отношении характеристик пластичности.

После года эксплуатации замер твердости головки рельса переносным твердомером ВПИ-3К показал следующие результаты: $HV = 500...550$ ед против $HV = 360...430$ у обычных рельсов. Твердость, при которой происходит контактно-усталостное разрушение головки экспериментального рельса, составляет около 600 ед HV , в то время как у обычных рельсов она равна $HV = 450...470$.

В одинаковых условиях эксплуатации легирование рельсовой стали повысило износоустойчивость рельсов в 2.0 раза, в том числе по вертикальному износу в 2.17 раза, по боковому - в 1.6 раза. Срок службы рельсов увеличился в 3...4 раза.

Регулировать величину местных напряжений в стенке сварных подкрановых балок можно путем использования крановых рельсов, имеющих оптимальное соотношение служебных геометрических характеристик.

Геометрическими характеристиками, определяющими эксплуатационные (служебные) качества крановых рельсов, участвующих в распределении локальных воздействий колес мостовых кранов по стенке подкрановых балок, являются статические моменты инерции на изгиб относительно горизонтальной оси I_x и на кручение I_k .

Исходя из степени влияния рельса на величину местных напряжений в стенке балки можно заключить, что крановые рельсы должны иметь такую геометрическую форму, которая бы формировала более высокий момент инер-

ции на кручение I_K по сравнению с моментом инерции на изгиб I_X . Таким соотношением обладают, например, брусковые рельсы, в которых отношение $I_K/I_X=1.687$. В специальных крановых рельсах отношение $I_K/I_X < 1$.

Служебные геометрические характеристики специальных крановых рельсов, применяемых в России, имеют отношение моментов инерции $I_K/I_X = 0.21...0.29$. В крановых рельсах, используемых за рубежом, например в ФРГ, это отношение изменяется в пределах $0.61...0.65$.

Моменты инерции на кручение I_K отечественных и зарубежных рельсов отличаются друг от друга на $7...16\%$, т.е. практически одинаковые моменты инерции на кручение в отечественных рельсах получены при расходе стали на $12...25\%$ больше, чем в зарубежных крановых рельсах.

Из этого сравнения следует, что отечественные крановые рельсы имеют конструктивную форму, которая формирует завышенные значения момента инерции на изгиб I_X и недостаточные значения момента инерции на кручение I_K .

На основании исследований прочности подголовочной зоны крановых рельсов, анализа местного напряженного состояния верхней зоны стенки сварных подкрановых балок и соотношения «служебных» геометрических характеристик отечественных и зарубежных специальных крановых рельсов, разработан новый сортament крановых рельсов для использования в подкрановых путях тяжелого режима. Учитывая, что крановые рельсы типов КР70 и КР80 фактически применяются при одинаковых крановых нагрузках, предложен новый ряд типоразмеров рельсов: КР80т, КР100т, КР120т.

Общий вид и размеры рельса КР100т показаны на рис. 14, а их геометрические характеристики – в таблице 5.

Таблица 5

Тип рельса	Площадь сечения, $A, \text{см}^2$	Моменты инерции, см^4			Момент инерции кручения $I_K, \text{см}^4$	I_x I_t
		I_x	I_y	Полярн. I_p		
КР 80	81.8	1523.7	468.6	1992.3	387	3.94
КР 80т	80.98	845.1	733.3	1578.4	481.3	1.76
КР 100	113.4	2805.9	919.5	3725.4	765	3.67
КР 100т	115.1	1897.3	1180.4	3077.7	1224.3	1.55
КР 120	150.7	4794.2	1672.0	6466.2	1310	3.66
КР 120т	144.24	2770.3	1712.7	4483.0	2055.8	1.35

Новые рельсы имеют одинаковую ширину подошвы, что позволит унифицировать крепления рельсов к поясу балки, а уменьшение уклона верхней грани подошвы с 0.25 до 0.08 повысит долговечность креплений.

Разработанный тип кранового рельса защищен патентом РФ.

В главе 6 рассмотрен вопрос о расчетной оценке долговечности сварных подкрановых балок. Показателем долговечности выступает гамма-процентный ресурс, как суммарная наработка, в течении которой подкрановая балка не достигнет предельного состояния (появления усталостной макротрещины) с вероятностью $\gamma\%$.

Точность любого прогноза зависит от полноты учета различных факторов, оказывающих влияние на рассматриваемый процесс. Поэтому исследован характер распределения и величина остаточных сварочных напряжений в поясных швах, а так же их взаимодействие с напряжениями от внешней нагрузки. Исследования выполнены на моделях сварных балок таврового сечения.

Величина остаточных напряжений определялась методом «отверстий». Эксперимент показал, что в зоне поясного шва начальная величина главного остаточного напряжения $\sigma_{1, ост}$ близка пределу текучести стали, соотношение главных остаточных напряжений в зоне шва изменяется в пределах $0.2...0.27$. Главные остаточные напряжения действуют на площадках, наклоненных под углом $\theta^\circ = 23...25^\circ$ к продольной оси поясного шва.

Изучение взаимодействия остаточных и внешних напряжений в изгибаемых элементах при поперечном изгибе проведено на моделях балок прямоугольного сечения, изготовленных из сталей ВСтЗпс (балка Б-1) и 09Г2С (Б-2, Б-3). Остаточные напряжения создавались путем наплавки на кромки полосы валиков ручной сваркой при контролируемом режиме. Величину и распределение остаточных напряжений по сечению балки определяли методом «отверстий» до начала испытаний и после каждого этапа приложения внешней нагрузки. Эксперимент показал, что даже после приложения внешних напряжений, близких по величине к пределу текучести стали, в поясных швах остается поле остаточных напряжений (табл. 6).

Релаксация остаточных напряжений по поперечному сечению балки происходит под воздействием общих изгибных напряжений. В связи с этим исследованный механизм взаимодействия внешних напряжений с остаточными справедлив для пролетной части подкрановых балок, где велики изгибные напряжения. В приопорных участках разрезных балок этот механизм не действует и уровень остаточных напряжений в поясных швах близок к начальному значению, что способствует появлению в этой зоне усталостных трещин.

Таблица 6

Марка образца	Кол-во загружений	Уровень снижения остаточных напряжений в % от σ_T стали при внешних напряжениях		
		$0.4 \sigma_T$	$0.85 \sigma_T$	σ_T
Б-2	2	30	70	80
Б-3	1	25	62	75

Влияние радиуса перехода стенки к полке и ребер жесткости на распределение местных напряжений в стенке исследовалось на фотоупругих моделях. Исследовано два типа образцов, один из которых моделирует сечение балки в середине панели, а второй – в зоне подкрепления стенки ребром жесткости. Эксперимент позволил получить картину распределения напряжений в опасных сечениях подкрановых балок. Зависимости максимальных касательных напряжений в точках «А» и «В» моделей от радиуса сопряжения r и эксцентриситета e представлены на рис. 15. Из рисунка следует, что напряженное состояние

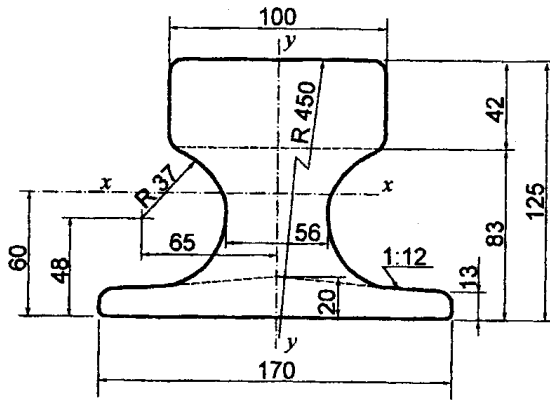
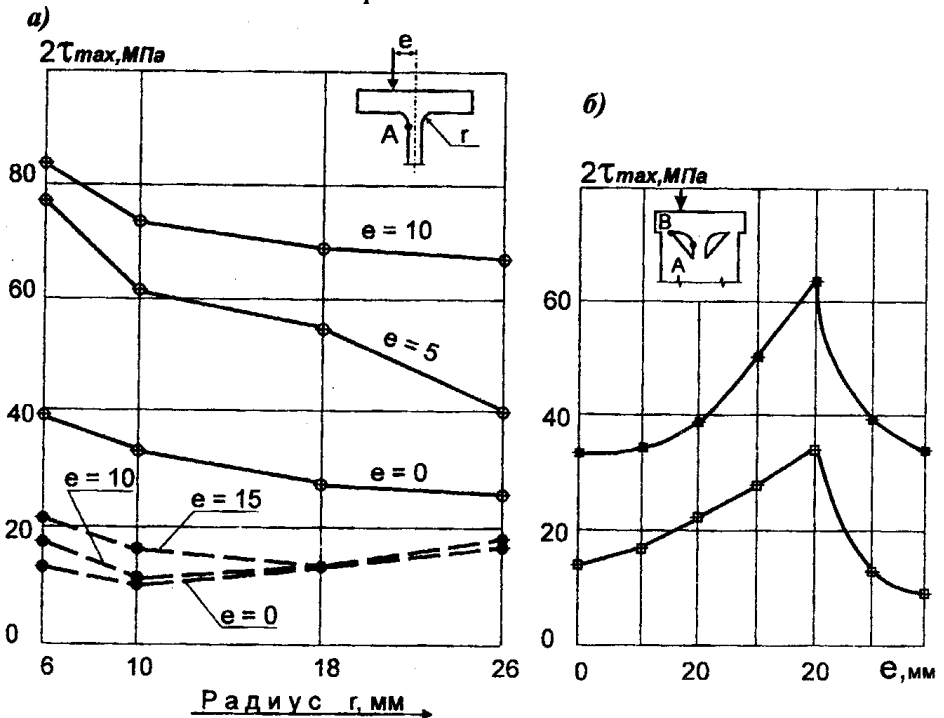


Рис. 14. Геометрические размеры кранового рельса КР-100т нового сортамента



- а – напряжения в точке “А” модели I типа (---○---) и II типа (---●---) в зависимости от радиуса r ;
- б – то же в точке “А” (⊕) и точке “В” (⊛) модели типа II в зависимости от эксцентриситета e .

Рис. 15. Изменение максимальных касательных напряжений $2\tau_{max} = (\sigma_1 - \sigma_2)$ в исследуемых точках фотоупругих моделей

стенки в середине панели зависит от радиуса сопряжения с полкой – чем меньше радиус, тем выше уровень напряжений. Радиус 6 мм (катет шва 6 мм) применяется в сварных балках малых пролетов и более чувствителен к эксцентриситету приложения нагрузки. В сечении балки, подкрепленном ребром жесткости, напряжения в стенке в 2...4 раза ниже, чем в середине панели и практически не зависят ни от радиуса сопряжения стенки с полкой, ни от эксцентриситета приложения внешней нагрузки. В то же время в месте примыкания ребра жесткости к полке наблюдается концентрация напряжений ($\alpha_\sigma = 2.8...3.0$).

Влияние дефектов поясных швов (подрез и непровар) на усталостную прочность исследовалось на образцах в виде тавров, вырезанных из пояса и стенки сварной подкрановой балки, изготовленной из стали 09Г2С (стенка $t = 11$ мм, $\sigma_s = 496$ МПа). Образцы испытывались на консольный изгиб, что моделирует работу переходной зоны подкрановых балок на местный изгиб. Перед началом испытания боковые грани образцов шлифовались и у каждого образца измерялись параметры дефекта – глубина, радиус в вершине и угол раскрытия у вершины подреза, а также длина непровара. Измерения выполнялись на измерительном микроскопе УИМ-21 с точностью 10^{-3} мм. Усталостные испытания показали, что для сварных подкрановых балок допустимая глубина подреза не должна превышать 3 % от толщины стенки.

Действительная нагруженность элементов подкранового пути исследовалась на крановом рельсе КР80 и сварной подкрановой балке пролетом 12 м, воспринимающих нагрузки от мостовых кранов с поворотной тележкой группы режима 7К грузоподъемностью $Q_{кр} = 20$ т.

Регистрация деформаций рельса и балки позволила получить линии влияния ε_x , ε_y и ε_{45} . На рис. 16 показаны фрагменты диаграмм с записями изменения деформаций в шейке кранового рельса и стенке балки при перемещении колес крана. Вид диаграмм свидетельствует о том, что фактическая нагруженность элементов подкранового пути имеет случайный характер.

Обработка диаграмм позволила получить статистический ряд значений деформаций стенки ε_x , ε_y и ε_{45} за 8, 16 и 24 часа регистрации процесса эксплуатации балки и построить гистограммы распределения. Распределение случайных величин ε_x , ε_y , ε_{45} подчиняются нормальному закону. Проверка статистической гипотезы о нормальности распределения генеральной совокупности случайных величин деформаций ε с эмпирическим распределением выполнена с использованием критерия Пирсона χ^2 (хи-квадрат).

Анализ статистических параметров распределения случайных величин деформаций показал, что фактическая нагруженность верхней зоны стенки сварной подкрановой балки является случайным стационарным эргодическим процессом, так как величины средних значений деформаций не зависят от продолжительности времени регистрации, а значения выборочных дисперсий практически равны.

Рельс

Балка

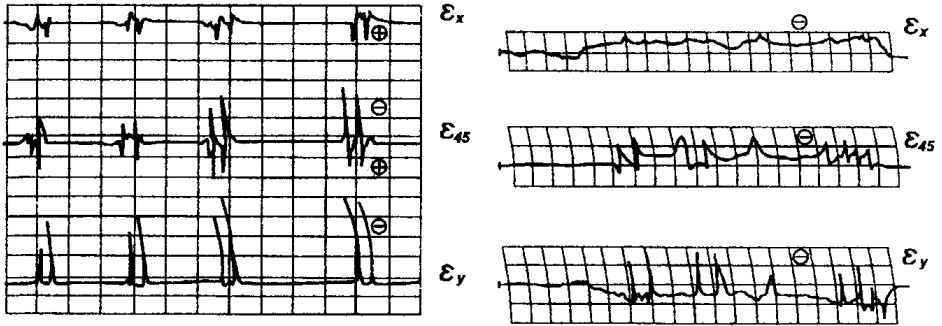


Рис. 16. Фрагменты записей на диаграммной ленте деформаций в рельсе и балке

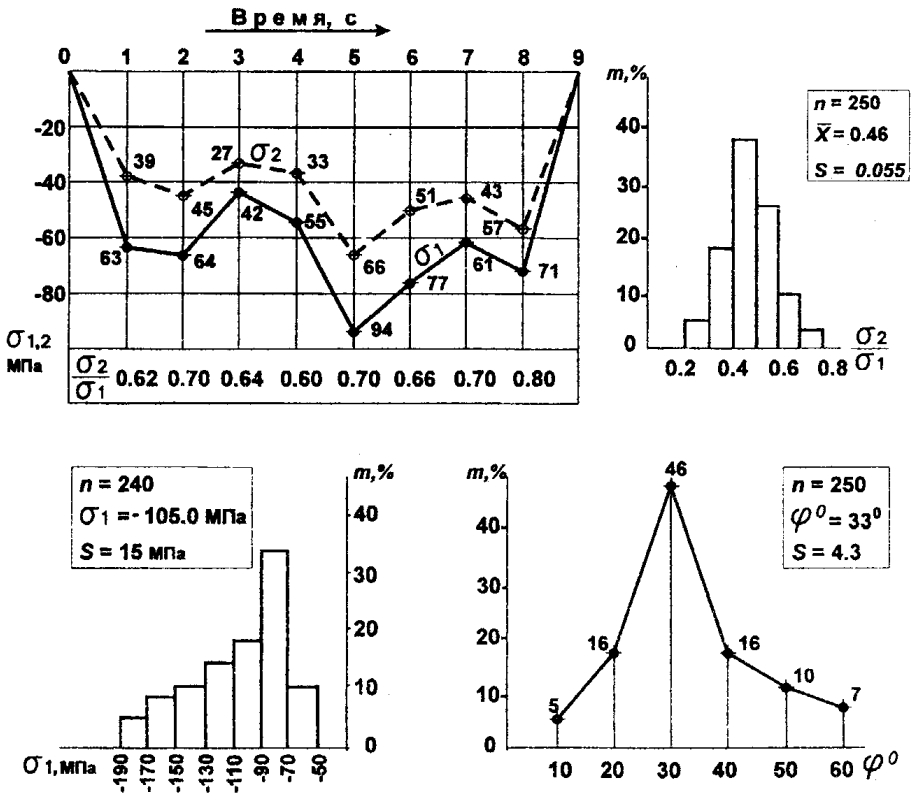


Рис. 17. Статистические характеристики нагруженности стенки сварной подкрановой балки

Используя полученные значения деформаций были вычислены главные напряжения, действующие в стенке балки, и их статистические характеристики. Изменение главных напряжений по длине панели балки, гистограммы распределения главного напряжения σ_1 , отношение σ_2 / σ_1 и полигон распределения угла наклона главных площадок φ в стенке балки показан на рис. 17.

Фактическое напряженное состояние верхней зоны стенки балки характеризуется взаимодействием остаточных и внешних напряжений (рис. 18). Главные остаточные сварочные напряжения в околошовной зоне действуют по площадкам, наклоненных под углом $\theta^\circ = 23...25^\circ$ к продольной оси поясного шва, а главные напряжения от внешней нагрузки – по площадкам с углом $\varphi = 10...60^\circ$. Взаимодействие внешних и остаточных напряжений заключается в том, что на растягивающие остаточные напряжения $\sigma_{1, ост}$ накладываются напряжения сжатия σ_i от внешних нагрузок.

Угол между главными площадками внешних и остаточных напряжений обозначим через $\gamma = (\varphi - \theta)$ и спроектируем главные напряжения от крановой нагрузки на площадку действия главных остаточных напряжений. Напряжение по площадке с углом γ будут равны

$$\sigma_{\gamma i} = \sigma_1 \cos^2 \gamma + \sigma_2 \sin^2 \gamma = \sigma_1 (\cos^2 \gamma + C \sin^2 \gamma) \quad (52)$$

где $C = \sigma_2 / \sigma_1 = 0.2...0.8$, при среднем значении $C_{cp} = 0.46$.

По площадке с углом γ , кроме нормальных напряжений σ_i , действуют касательные напряжения

$$\tau_{\gamma i} = \tau_{max} \sin 2\gamma \quad (53)$$

где $\tau_{max} = 0.5 [\sigma_i - \sigma_2] = 0.5 \sigma_1 [1 - C]$ (54)

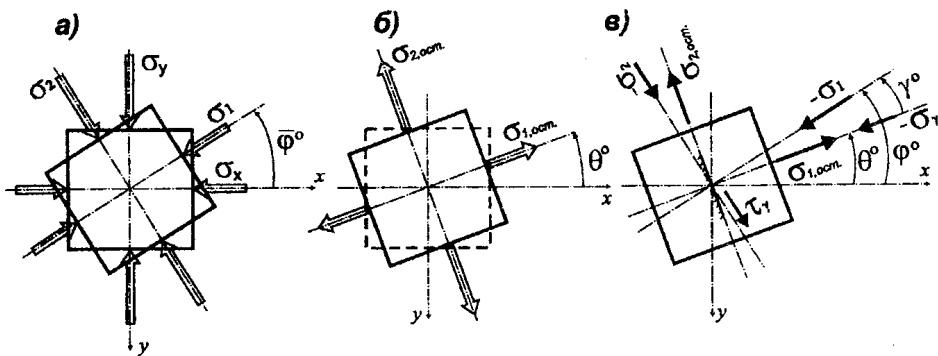
Таким образом, из рассмотренной схемы взаимодействия внешних и остаточных сварочных напряжений следует, что напряженное состояние стенки балки и ее усталостную прочность необходимо дополнительно оценивать по приведенным напряжениям:

$$\sigma_{np} = \sqrt{(\sigma_{1, ост} + \sigma_{\gamma i})^2 + 3\tau_{\gamma i}^2} \leq R_V \quad (55)$$

На основании выполненных экспериментальных исследований угол γ изменяется в диапазоне $-13^\circ...35^\circ$, при среднем значении $\gamma = 9^\circ$.

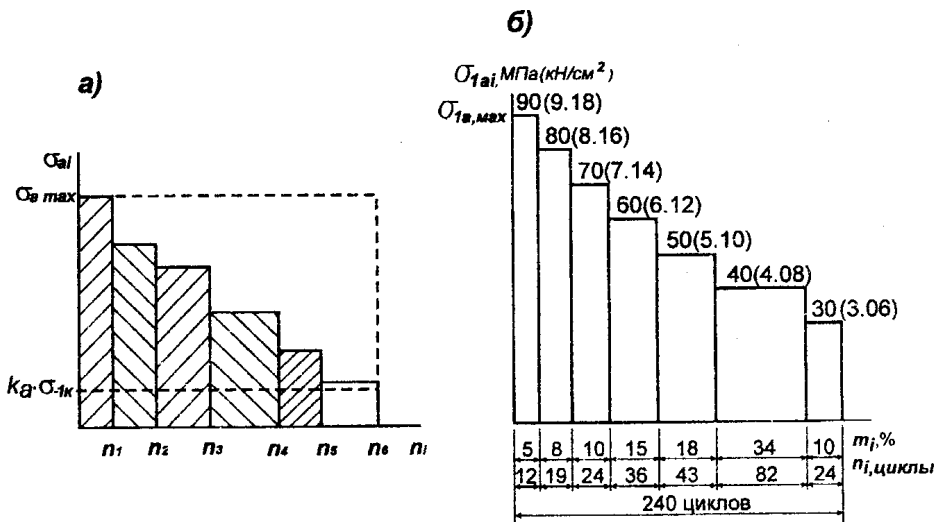
Расчетное определение усталостной долговечности сварных подкрановых балок основано на представлении фактической случайной нагруженности верхней зоны стенки блочным нагружением, который по повреждающему эффекту эквивалентен реальному процессу.

Блок нагружения представлен в виде совокупности последовательных значений амплитуды первого главного напряжения, возникающего в верхней зоне стенки балки. Так как изменение главных напряжений σ_1 соответствует отнулевому циклу сжатия, поэтому амплитуда $\sigma_{1a} = \sigma_1 / 2$. На основе экспериментальных данных получен расчетный блок нагружения протяженностью $i_\sigma = 240$ циклов, состоящий из 7 ступеней нагружения (рис. 19) и представляющий



- а** – схема действия напряжений от крановой нагрузки;
б – то же остаточных напряжений;
в – схема взаимодействия остаточных напряжений с напряжениями от крановой нагрузки.

Рис.18. К анализу взаимодействия остаточных напряжений с внешними напряжениями



- а** – общая схема блока нагружения;
б – блок нагружения экспериментальной балки.

Рис.19. Формирование расчетного блока нагружения

собой ранжированный статистический ряд значений $\sigma_{lai} - n_i$, где n_i – частота появления амплитуды σ_{lai} .

Для использования данных о сопротивлении усталости сварных соединений и конструкций при регулярном нагружении для оценки долговечности конструкции при случайном нагружении, необходимо выбрать гипотезу суммирования усталостных повреждений. В исследовании принята скорректированная линейная гипотеза суммирования усталостных повреждений, предложенная В.П. Когаевым, по которой:

$$\sum_{i=1}^j n_i / N_i = a_p = \frac{(\sigma_{Ia, \max} / \sigma_{-Ik}) \xi - k_a}{(\sigma_{Ia, \max} / \sigma_{-Ik}) - k_a}, \quad (56)$$

где $\sigma_{Ia, \max}$ – максимальная амплитуда в блоке нагружения; σ_{-Ik} – предел выносливости конструкции; $k_a = 0.6$ – постоянное число, определяющее нижнюю границу повреждающих напряжений; ξ – коэффициент, равный относительной площади заштрихованной части прямоугольника $\sigma_{Ia, \max} - \Sigma m_i$ (рис. 19).

$$\xi = \sum \left[\frac{\sigma_{Iai} m_i}{\sigma_{Ia, \max}} \right] \quad (57)$$

При вычислении коэффициента ξ суммирование следует производить только по амплитудам σ_{Iai} , которые оказывают повреждающее действие и превышают произведение $0.6 \sigma_{-Ik}$.

Усталостная долговечность L сварных подкрановых балок при блочном нагружении может быть вычислена по формуле:

$$L = l_6 \lambda, \quad (58)$$

где l_6 – длина блока нагружения, выраженная в циклах нагружения; λ – количество блоков нагружения до появления макротрещины.

Число блоков нагружения λ определяется из выражения:

$$\begin{aligned} \lambda &= a_p N_o \frac{(\sigma_{Ia1}^n)^m}{(\sigma_{Ia1})^m n_1} + a_p N_o \frac{(\sigma_{Ia2}^n)^m}{(\sigma_{Ia2})^m n_2} + \dots + a_p N_o \frac{(\sigma_{Iai}^n)^m}{(\sigma_{Iai})^m n_i} = \\ &= a_p N_o \sum_i^j \frac{(\sigma_{Iai}^n)^m}{(\sigma_{Iai})^m n_i} \end{aligned} \quad (59)$$

где N_o – число циклов нагружения, соответствующее перелому кривой усталости; m – показатель наклона кривой усталости в координатах $\lg \sigma - \lg N$; σ_{Iai} – амплитуда первого главного напряжения i -ой ступени блока нагружения; n_i – число циклов повторения амплитуды σ_{Iai} в i -ой ступени блока нагружения; σ_{Ia}^n – предельная амплитуда первого главного напряжения с учетом неблагоприятных факторов, действующих в пояском соединении балки.

Величины m и N_o в формуле (59) не являются постоянными. Для балочных конструкций при действии поперечной силы величина m изменяется в диапазоне 3.5...7, при среднем значении $m = 6$. Число циклов N_o для сварных балоч-

ных конструкций и сварных соединений больших сечений колеблется в пределах от 2 до 10 млн. циклов, а в условиях эксплуатации сварных подкрановых балок и их случайной нагруженности, по исследованию В.И. Камбарова $N_o = (8...12) \cdot 10^6$.

Блок нагружения характеризует условия эксплуатации подкрановой балки и поэтому его характеристики являются неизменными и, следовательно, a_p – величина детерминированная. Величины m и N_o в данном блоке также можно считать детерминированными и равными их средним значениям.

Предельная амплитуда первого главного напряжения σ_{Ia}^{Π} принята по методике, разработанной Н.А. Клыкковым и позволяющая без выполнения больших экспериментальных работ вычислять характеристики сопротивления усталости сварных соединений. Для случая знакопостоянных циклов сжатия с учетом действия остаточных сварочных напряжений и концентраторов напряжений предельная амплитуда

$$\sigma_{Ia}^{\Pi} = \frac{\alpha_K \sqrt{6} (1 - R_{\sigma 0}^{ocm} \cdot C_{lmax}^{ocm} \cdot M_{xmax}^{ocm}) \sigma_{-IK}}{K + M_a \cdot \eta_{2K}} \quad (60)$$

где $\alpha_K = \tau_{-IK} / \sigma_{-IK}$;

$$\tau_{-IK} = \tau_{-I} \left(\frac{1 - C_{\sigma}}{\alpha_{\tau}^n} + C_{\sigma} \right); \quad \sigma_{-IK} = \sigma_{-I} \left(\frac{1 - C_{\sigma}}{\alpha_{\sigma}^n} + C_{\sigma} \right); \quad (61)$$

где $\alpha_{\tau} \approx 0.4 + 0.6 \alpha_{\sigma}$ – коэффициент концентрации касательных напряжений; α_{σ} – тоже нормальных напряжений; n – показатель степени, равный $n = 0.476 + 1.43 \cdot 10^{-3} (1 - 4.68 \cdot 10^{-4} \sigma_{\sigma}) \sigma_{\sigma}$,

C_{σ} – относительный минимальный предел выносливости при изгибе:

$$C_{\sigma} = K_{F\sigma} [1.24 - 0.15 (3.3 - \lg t) \lg (\sigma_{\sigma} / 10) - 0.38 \lg t] \quad (62)$$

где t – толщина стенки балки; $K_{F\sigma}$ – коэффициент, учитывающий влияние шероховатости поверхности на усталостную прочность.

$$K_{F\sigma} = 1 + 10^{-4} a \sigma_{-I}^0 \quad (64)$$

где a – коэффициент, отражающий состояние поверхности – для прокатной поверхности $a = 10$; для поверхности с окалиной или коррозией – $a = 20$; σ_{-I}^0 – предел выносливости гладких образцов:

$$- \text{ для углеродистых сталей } \sigma_{-I}^0 = 0.40 (1 - 6 \cdot 10^{-8} \sigma_{\sigma}^2) \sigma_{\sigma} \quad (65)$$

$$- \text{ для легированных сталей } \sigma_{-I}^0 = 0.58 (1 - 6 \cdot 10^{-8} \sigma_{\sigma}^2) \sigma_{\sigma} \quad (66)$$

$$\sigma_{-I} = K_{D\sigma} (92 + 0.125 \sigma_{\sigma}); \quad \tau_{-I} = (\tau_{-I}^0 / K_{F\tau}) K_{D\sigma} \quad (67)$$

$K_{D\sigma} = 0.6$ – коэффициент влияния абсолютных размеров образца;

$\tau_{-I}^0 = (0.26 - 0.034) \sigma_{\sigma}$; $K_{F\tau}$ – коэффициент влияния шероховатости поверхности на предел выносливости при чистом сдвиге, равный:

$$K_{F\tau} \approx 1 + (\alpha \tau_{-I}^0 / 6 \cdot 10^{-3}). \quad (68)$$

Значение временного сопротивления σ_s металла шва и зоны термического влияния может быть принято по результатам испытаний, данным сертификата на сталь, а для малоуглеродистых сталей вычислено по формуле в зависимости от углеродного эквивалента $C_{экс}$ и скорости охлаждения шва $v_{охл}$:

$$\sigma_s = (120 + 910 C_{экс})(0.93 + 0.235 \lg v_{охл}), \quad (69)$$

где $v_{охл} = 20^\circ \text{ C/c}$; $C_{экс} = \bar{C}_{экс} - 3S_C$.

Асимметрия цикла главных напряжений с учетом остаточных $R_{\sigma 0}$ равна

$$R_{\sigma 0}^{ост} = \frac{\sigma_{1min} + \sigma_{2min} + \sigma_{1ост} + \sigma_{2ост}}{\sigma_{1max} + \sigma_{2max} + \sigma_{1ост} + \sigma_{2ост}}, \quad (70)$$

где $\sigma_{1ост}$, $\sigma_{2ост}$ — главные остаточные напряжения; σ_{1min} , σ_{2min} , σ_{1max} , σ_{2max} — минимальные и максимальные напряжения цикла;

$$C_{1max}^{ост} = (\sigma_{1max} + \sigma_{1ост}) / \sigma_s \quad (71)$$

где σ_{1max} — главное максимальное напряжение цикла; $\sigma_{1ост}$ — остаточное напряжение, действующее в направлении главного напряжения σ_1 ;

$$M_{max}^{ост} = 1 + \frac{(\sigma_{2max} + \sigma_{2ост})}{(\sigma_{1max} + \sigma_{1ост})}, \quad (72)$$

$$K = \sqrt{(1 - k_2)^2 + (k_2)^2} + 1, \quad (73)$$

где $k_2 = \sigma_{2a} / \sigma_{1a}$ — отношение амплитуд главных напряжений;

$$M_a = 1 + k_2 \quad (74)$$

Величины K и M_a представляют относительную величину амплитуды касательных τ_a^0 и нормальных переменных напряжений σ_{II}^0 на площадке октаэдра.

Коэффициент η_{2k} характеризует влияние нормальных переменных и постоянных напряжений на предельную амплитуду касательных напряжений при наличии концентрации напряжений и равен:

$$\eta_{2k} = 1.41 - 1.96 \alpha_k \quad (75)$$

Случайные вариации величины амплитуд первого главного напряжения σ_{1ai} в блоке нагружения рекомендуется оценивать величиной v , т.е. $\sigma_{1ai} = \sigma_{1ai} v$, где $v = 1 + u_p V_v$ (u_p — квантиль нормального распределения; V_v — коэффициент вариации v , который может быть принят равным коэффициенту вариации амплитуды в блоке V_a). На основании статистической обработки экспериментальных значений изменчивости первого главного напряжения $\sigma_{ai} V_a \approx V_v = 0.14$ и тогда $v = 1 + 0.14 u_p$.

При логарифмически нормальном распределении функция распределения долговечности L при вероятности P

$$\lg L_p = \lg (\lambda l_\sigma) + u_p S_{lgL}, \quad (76)$$

где u_p — квантиль нормального распределения, соответствующий вероятности появления трещины $P\%$; S_{lgL} — среднеквадратическое отклонение величины L , равное $S_{lgL} = S_{lg}$;

$$S_{lg} = 0.434 m \sqrt{v_{-lk}^2 + V_a^2}, \quad (77)$$

где v_{-lk} – коэффициент вариации предела выносливости σ_{-lk} .

Расчетная оценка усталостной долговечности проектируемых или эксплуатируемых подкрановых балок требует знания их фактической нагруженности в форме блока нагружения, для чего необходимо проведение трудоемких экспериментальных исследований. В предлагаемой методике рекомендуется использовать блок нагружения, параметры которого выражены в относительных единицах $\sigma_{1ai} / \sigma_{1, теор} - m \%$, где $\sigma_{1, теор}$ – теоретические главные напряжения в стенке экспериментальной балки; m – частота действия амплитуды главных напряжений в процентах от длины блока l_σ , соответствующего фактической интенсивности работы мостовых кранов в конкретных условиях эксплуатации. Условный блок нагружения представлен на рис. 20 и может быть использован для оценки долговечности сварных подкрановых балок, воспринимающих воздействия 4-х колесных кранов. В работе дан алгоритм расчета усталостной долговечности сварных подкрановых балок и приведен пример.

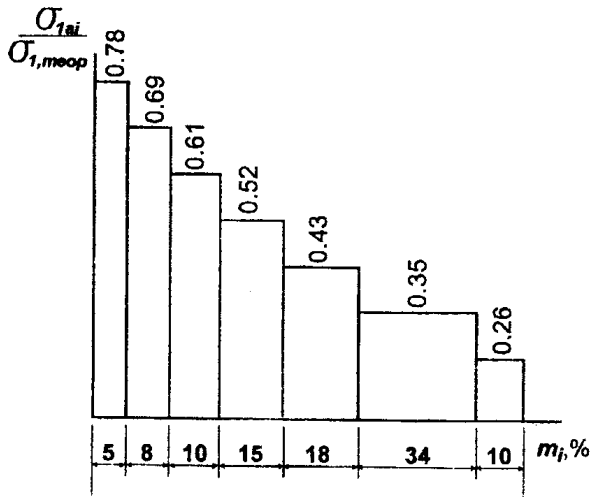


Рис.20. Условный блок нагружения стенки сварной подкрановой балки

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ И РЕКОМЕНДАЦИИ

Усталостная прочность верхней зоны сварных подкрановых балок определяется уровнем местных напряжений, величина которых зависит от геометрических характеристик крановых рельсов и их изменчивости в процессе эксплуатации. Поэтому результаты выполненных исследований позволили сформулировать следующие выводы и рекомендации.

1. Развитие конструктивной формы отечественных специальных крановых рельсов определялось эволюцией конструктивной формы подкрановых балок и видом поясных соединений в них.

2. Для выявления повреждений крановых рельсов проведены обследования почти 17000 метров подкрановых путей десяти цехов тяжелого режима работы и двенадцати открытых крановых эстакад. На основе обобщения полученных материалов составлен «Каталог дефектов и повреждений крановых рельсов и подкрановых путей», который принят в системе Минчермета в качестве нормативного документа.

3. Впервые исследованы закономерности и скорость износа головки крановых рельсов в условиях эксплуатации при жестком и упругоподатливом опирании рельса на пояс балки. В системе «рельс–колесо» изучена изменчивость механических свойств поверхностных слоев головки рельса и обода колеса в процессе взаимодействия, а также характер износа.

4. Специальные крановые рельсы не отвечают современным условиям эксплуатации по износоустойчивости и не имеет запасов по нормируемым механическим свойствам. В связи с этим, впервые в отечественной практике разработаны прокатаны и исследованы крановые рельсы из легированной ванадием стали. Применение рельсов из легированной стали в тяжелых условиях работы позволяет повысить их износоустойчивость в 2 раза и увеличить срок службы в 3...4 раза.

5. Комплексные теоретические и экспериментальные исследования напряженно-деформированного состояния крановых рельсов в зависимости от характера опирании на пояс балки («жесткое» или упругоподатливое) и величины износа позволило впервые разработать Нормативы износа крановых рельсов, утвержденные ВНИИПТМАШ в качестве нормативного документа.

6. Решена задача о предельно допустимой величине дефектов рельсовой нити в зоне стыка («перелом», «зазор», «ступенька») исходя из усталостной прочности рельса в подголовочной зоне. Результаты по допустимой величине дефектов использованы в Инструкции по технической эксплуатации стальных конструкций производственных зданий предприятий черной металлургии (ОРД 00.000.89).

7. Конструктивная форма крановых рельсов не учитывает специфику их работы в подкрановых путях производственных зданий. На основе анализа степени влияния геометрических характеристик рельсов на величину местных напряжений в стенке подкрановых балок и результатов исследования напряженно-деформированного состояния рельсов разработан новый сортament специальных крановых рельсов для тяжелых условий эксплуатации. На новую конструктивную форму крановых рельсов получен патент РФ.

8. На основе решения задачи о совместной работе кранового рельса и подкрановой балки показано, что наиболее эффективно регулировать величину местных напряжений в верхней зоне стенки балки путем изменения упру-

гой податливости рельсового пути. Упругая податливость должна быть не выше податливости клепаных подкрановых балок $k=(0,28...0,7)10^6$ кг/см², а нижняя граница податливости, в случае использования низко модульных прокладок под подошвой кранового рельса, должна быть не менее $k=(0,25...0,35)10^4$ кг/см².

9. Комплексное исследование влияние низко модульных прокладок на напряженно-деформированное состояние и износоустойчивость элементов рельсового пути выявило положительное влияние прокладок не только на снижение местных напряжений в стенке подкрановых балок, но и на создание благоприятных условий взаимодействия между колесом крана и крановым рельсом.

10. Используя принцип совместности работы кранового рельса, низко модульной прокладки и пояса сварной подкрановой балки разработана методика проверки прочности верхней зоны стенки балок при использовании резино-металлических прокладок. Методика включена в Пособие по проектированию усиления стальных конструкций (к СНиП II-23-81), изданного Госстроем СССР.

11. Фактическая нагруженность стенки сварных подкрановых балок является случайным стационарным эргодическим процессом. Статистическая обработка результатов эксперимента показала, что случайные величины деформаций и напряжений в стенке балки подчиняются нормальному закону распределения.

12. Разработанная методика расчетной оценки усталостной долговечности сварных подкрановых балок основана на замене фактического случайного процесса нагружения стенки балки блочным нагружением с использованием линейной скорректированной гипотезы суммирования усталостных повреждений. Блок нагружения представлен в виде распределения амплитуд первого главного напряжения σ_{1ai} , действующих в верхней зоне стенки балки. Предельная амплитуда первого главного напряжения определяется с учетом выявленных статистических характеристик случайного процесса нагружения стенки балки и с учетом взаимодействия остаточных напряжений с напряжениями от крановой нагрузки.

13. Для выполнения расчетов усталостной долговечности сварных подкрановых балок на основании экспериментального блока нагружения сформирован условный блок нагружения в относительных напряжениях $\sigma_{1ai}/\sigma_{1,теор}$ и частотных характеристиках, который может быть использован в расчетах балок под 4-х колесные мостовые краны.

14. Повышение усталостной долговечности сварных подкрановых балок, увеличение износоустойчивости крановых рельсов и стабильности рельсовых подкрановых путей может быть достигнуто путем использования резино-металлических прокладок, для чего необходимо наладить их промышленное производство. Эффективность мероприятий по повышению долговечности элементов подкрановых путей может быть повышена за счет применения специальных крановых рельсов нового сортамента из легированных сталей.

Научные результаты диссертации достаточно полно отражены в следующих работах:

1. Каталог дефектов и повреждений крановых рельсов /Сабуров В.Ф., Шишов К.А., Курныкина Т.В. – Минчермет СССР. ММК. Минвуз СССР. – Магнитогорск: ЧПИ, 1984. – 20 с.

2. Сабуров В.Ф. К вопросу о совершенствовании сортамента крановых рельсов. //Исследования по строительной механике и строительным конструкциям. Тем. сб. научных трудов. – Челябинск: ЧПИ, 1985. – С. 84–89.

3. Клыков Н.А., Сабуров В.Ф. Расчетная оценка долговечности сварных подкрановых балок. // Вопросы сварочного производства. – Челябинск, ЧПИ, 1985. – С. 44–48.

4. Сабуров В.Ф., Трофимычев В.А., Андронов В.Н. Действительная нагруженность сварных подкрановых балок. /В кн. «Исследования по строительным материалам, конструкциям и механике». Сб. научных трудов. – Челябинск: ЧГТУ, 1991. – С. 57–63.

5. Сабуров В.Ф. Особенности совместной работы крановых рельсов и подкрановых балок в подкрановых путях производственных зданий. // Известия вузов. Строительство. №12. – 1995. – С. 8–13.

6. Сабуров В.Ф. Действительная нагруженность и расчетная оценка ресурса подкрановых балок промзданий. Сб. Металлические конструкции. Работы школы профессора Н.С. Стрелецкого. – М.: МГСУ, 1995. – С. 187–193.

7. Сабуров В.Ф., Пшеничников В.И. Исследование механических свойств стали крановых рельсов. // Исследования по строительным материалам, конструкциям и механике. Сб. научных трудов. –Челябинск, ЧГТУ, 1996. – С. 6–19.

8. Сабуров В.Ф. Анализ влияния конструктивно-технологических факторов на долговечность сварных подкрановых балок. //Известия вузов. Строительство. №7. – 1997. – С. 4–9.

9. Сабуров В.Ф., Сидоров И.В. Оценка остаточного ресурса конструкций производственных зданий //Сб. тр. Четвертые Уральские академические чтения. РААСН, Уральское региональное отделение. – Екатеринбург, 1998. – С. 115–120.

10. Сабуров В.Ф. Оценка ресурса элементов подкрановых конструкций производственных зданий. // Сб. материалов Международной научно-практической конференции «Строительные конструкции XXI века». – М.: 2000. – С. 107–110.

Результаты исследований использованы при составлении следующих нормативных документов:

1. Каталог дефектов и повреждений крановых рельсов и нормативы их износа. Минчермет СССР. – Магнитогорск, 1984.

2. Техническая эксплуатация стальных конструкций производственных зданий. ОРД 00 000 89, Минчермет СССР. – М., 1989.

3. Пособие по проектированию усиления стальных конструкций (к СНиП 1.23-81*). – М.: Госстрой СССР, 1989.

4. Руководство по оценке технического состояния стальных подкрановых конструкций. ЭРД-22-02-99. – М.: ЦНИИПСК, 1999.