

А. Б. КУЗЬМИН, В. С. КОССОВ, А. Л. ПРОТОПОПОВ, Н. Ф. КРАСЮКОВ, Б. Б. БУНИН,
Э. С. ОГАНЬЯН (ОАО ВНИКТИ, Россия)

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЧНОСТИ ДЕТАЛЕЙ АВТОСЦЕПКИ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ НАГРУЗКАХ

Одним з найчастіших пошкоджень автозчепного пристрою СА-3 є руйнування корпусу автозчепу. В статті проведено дослідження напружено-деформованого стану автозчепного пристрою при експлуатаційних навантаженнях, виявлені зони, в яких можливе зародження і ріст тріщин від втоми, отримані оцінки довговічності автозчепи з урахуванням його живучості.

Одним из наиболее частых повреждений автосцепного устройства СА-3 является разрушение корпуса автосцепки. В данной статье проведено исследование напряженно-деформированного состояния автосцепного устройства при эксплуатационных нагрузках, выявлены зоны, в которых возможно зарождение и рост усталостных трещин, и получены оценки долговечности автосцепки с учетом ее живучести.

One of the most frequent failures of the coupling mechanism СА-3 is the coupler body damage. In this article the investigation of the stress-strain state of the coupling mechanism under service loads is fulfilled, the areas are detected where formation and growth of the fatigue cracks is possible and assessments of the coupler durability considering its survivability are obtained.

Рост грузооборота железнодорожного транспорта, повышенные скорости маневровых соударений вагонов, увеличение средней по сети и максимальной массы поездов обусловили более интенсивную нагруженность автосцепных устройств продольными силами [1].

Повреждения автосцепок в значительной степени происходят при маневровых работах. Основной причиной этого является повышенная скорость соударения вагонов. Правилами технической эксплуатации предусмотрены скорости соударения вагонов до 5 км/ч, однако их фактические величины значительно выше: количество соударения со скоростями выше 5 км/ч – составляет более 80 %, выше 7,5 км/ч – более 17 % и выше 10 км/ч достигает 11 % [2]. Вероятность соударений с повышенными скоростями постоянно возрастает из-за роста числа механизированных горок. С увеличением веса и скоростей движения поездов возрастают продольные усилия на автосцепке, достигающие максимальных значений на переходных режимах движения. В связи с этим представляет интерес оценка влияния блока эксплуатационных нагрузок, включающего нагрузки от соударения вагонов при формировании поезда, трогания поезда, торможении и т. д. – и на повреждение автосцепки. Данные об эксплуатационной нагруженности автосцепного устройства являются необходимой основой для расчетов его долговечности.

Наибольшую опасность представляет разрушение головной части и хвостовика авто-

сцепки по проушине, т.к. связанное с этим падение фрагментов устройства на полотно пути способно привести к сходу состава.

Согласно ГОСТ 22703-91 («Общие технические условия. Детали литые автосцепного устройства подвижного состава железных дорог колеи 1520 мм») автосцепка должна обеспечивать восприятие продольной силы растяжения не менее 250 тс (2450 кН), сжатия 350 тс со смещением продольных осей на 50 мм. При этом наибольшие расчетные напряжения не должны превышать предела текучести (σ_T) материала. Кроме того регламентируется срок службы автосцепного устройства между постройкой и первым деповским ремонтом – 4 года, срок службы между постройкой и первым капитальным ремонтом – 16 лет, срок службы до списания – 32 года.

По статистическим данным появления растягивающих и сжимающих сил различного уровня, при разных режимах работы, был построен блок нагрузок действующий на вагон через автосцепку за год [3] (табл. 1).

По имеющимся данным, из общего числа повреждений автосцепного устройства в течение 2006 г. около 74,3 % составили повреждение корпуса автосцепки, примерно 16,3 % клина тягового хомута и 9,4 % тягового хомута.

Места наиболее частых повреждений корпуса автосцепки показаны на рис. 1. Цифры, стоящие рядом с зоной повреждения, указывают долю таких повреждений в процентах, по данным Департамента вагонного хозяйства за

2006 г. В скобках указаны данные за 1970 г., т. е. до проведения мероприятий по увеличению площади наиболее нагруженного сечения хвостовика корпуса автосцепки (на 43 %), а также внедрения в производство низколегированных сталей повышенной прочности марок 20ГФЛ (20Г1ФЛ) и 20 ГТЛ, взамен ранее применявшейся стали 20Л [1]. Как видно из рис. 1, наиболее нагруженными являются указанные зоны перемычки хвостовика.

Таблица 1

Статистические данные растягивающих и сжимающих сил в автосцепке за год эксплуатации

Нагрузка, тс	Число растяжений	Число сжатий
15	1799	3087
35	3182	4050
55	2568	1489
75	2024	1012
95	1305	624
115	816	288
135	412	146
155	91	125
175	55	110
195	14	86
215	3	58
235	2	38
255	1	25
275	-	14
295	-	9
315	-	6

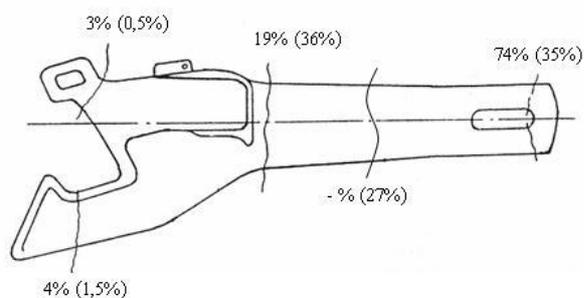


Рис. 1. Распределение отказов по сечениям корпуса автосцепки

Целью данной работы является подробное исследование напряженно-деформированного состояния автосцепного устройства при эксплуатационных нагрузках, выявление зон, в которых возможно зарождение и рост усталостных трещин, и получение оценки долговечности автосцепки с учетом ее живучести.

В ранее выполненных работах по исследованию долговечности автосцепного устройства расчеты её напряженно-деформированного состояния (НДС) проводились по упрощенным расчетным схемам. В данной работе расчеты

НДС выполнялись на объемных конечно-элементных моделях. Задача решалась в нелинейной постановке, учитывалась физическая нелинейность, связанная с упруго-пластическим поведением материала, и геометрическая, обусловленная большими деформациями и контактным взаимодействием деталей конструкции. Расчеты проводились с помощью программного комплекса MSC.Marc.

Корпус автосцепки изготовлен из стали 20ГФЛ (20Г1ФЛ) (механические свойства по ГОСТ 22703-91 $\sigma_T = 350$ МПа, $\sigma_B = 540$ МПа, $\psi_f = 25\%$, $\delta = 18\%$, $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа).

Клин тягового хомута изготовлен из стали 38ХС (механические свойства по ГОСТ 4543-71 $\sigma_T = 735$ МПа, $\sigma_B = 931$ МПа, $\psi_f = 40\%$, $\delta = 12\%$, $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа).

В качестве расчетной схемы на растяжение (рис. 2) и сжатие (рис. 3), была принята схема, содержащая два сцепленных корпуса автосцепки СА-3. В одном из корпусов установлен клин тягового хомута, а к хвостовику другого приложена распределенная сила. Конечно-элементная модель построена на базе четырех-узловых объемных конечных элементов, общее количество элементов 155084, узлов 41056. Для более точного описания распределения контактных напряжений в зоне взаимодействия хвостовика с клином тягового хомута, и зоне контакта автосцепок по контуру их зацепления, сделано необходимое сгущение конечно-элементных сеток. Корпуса автосцепок и клин тягового хомута рассматривались как деформируемые тела. Поверхность тягового хомута в зоне контакта с клином и поверхность упорной плиты считались абсолютно жесткими.

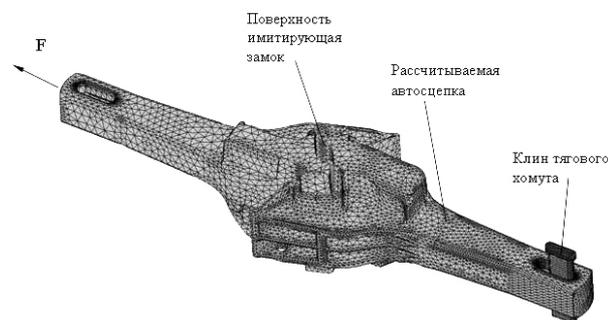


Рис. 2. Расчетная модель на растяжение с усилием 255 тс

Напряженно-деформируемое состояние корпусов автосцепок определялось при действии центральной статической нагрузки на растяжение 255 тс и сжатие 315 тс (данные о максимальных силах в автосцепке за 1 год эксплуатации представленные ниже), также с учетом

предельного допустимого вертикального смещения продольных осей относительно друг друга (100 мм, по 50 мм каждая, т.е. одна вверх, другая вниз).

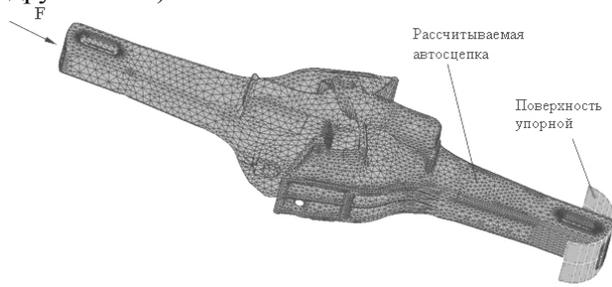


Рис. 3. Расчетная модель на сжатие с усилием 315 тс

Распределение эквивалентных (по Мизесу) напряжений (σ_3) в корпусе автосцепки при центральном растяжении силой 255 тс представлены на рис. 4, 5. Наибольшие напряжения, (761 МПа) возникают в краевых зонах контакта хвостовика с клином по цилиндрической части отверстия ($R=18$), в зоне перехода большого зуба к голове автосцепки ($\sigma_3 = 370$ МПа), в средней части хвостовика и зоне перехода хвостовика к голове автосцепки ($\sigma_3 = 350$ МПа).

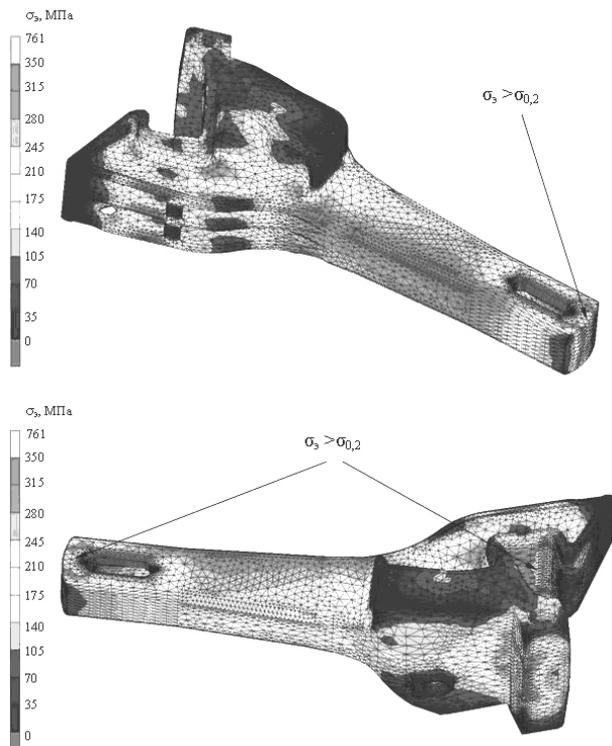


Рис. 4. Распределение эквивалентных напряжений (σ_3) в корпусе автосцепки при центральном растяжении с усилием 255 тс

Распределение эквивалентных напряжений (σ_3) в корпусе автосцепки при центральном сжатии силой 315 тс показано на рис. 6. Най-

большие эквивалентные напряжения, (472 МПа) возникают в контактных зонах зацепления, а также в зоне перехода хвостовика к голове автосцепки ($\sigma_3 = 370$ МПа), в средней части хвостовика ($\sigma_3 = 350$ МПа) и, в зоне перехода малого зуба к голове автосцепки ($\sigma_3 = 350$ МПа).

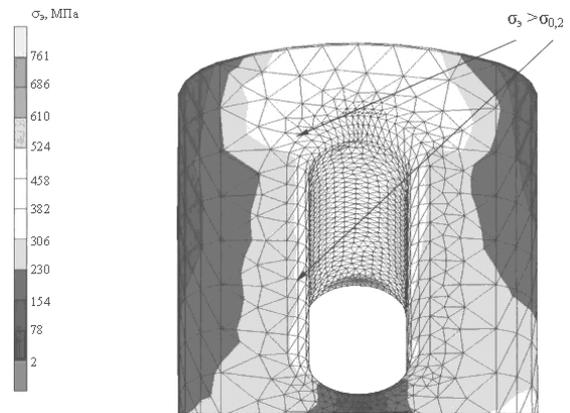


Рис. 5. Распределение эквивалентных напряжений (σ_3) в зоне контакта хвостовика и клина упорного хомута при центральном растяжении с усилием 255 тс

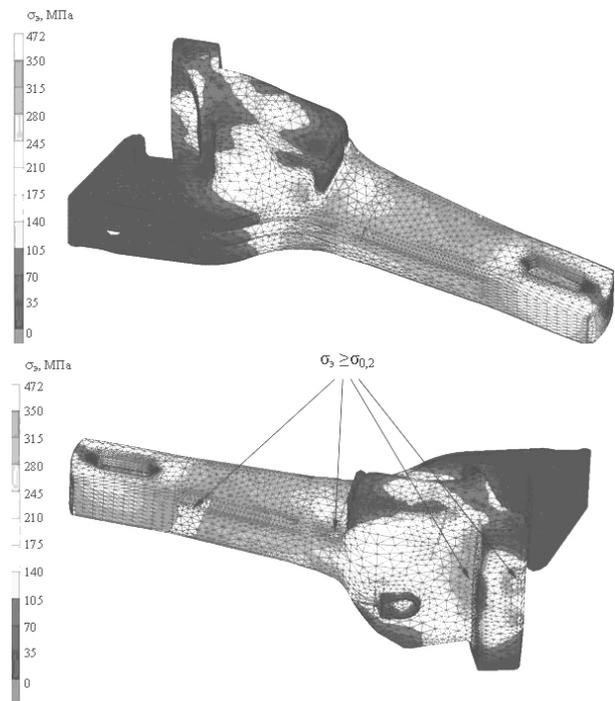


Рис. 6. Распределение эквивалентных напряжений (σ_3) в корпусе автосцепки при центральном сжатии с усилием 315 тс

Распределение эквивалентных напряжений (σ_3) при растяжении силой 255 тс, приложенной при вертикальном смещении осей автосцепок на 100 мм представлено на рис. 7, 8. Най-

большие напряжения растяжения, (757 МПа), возникают в краевых зонах контакта по цилиндрической части отверстия ($R=18$), в зоне перехода большого зуба к голове достигают ($\sigma_3 = 370$ МПа), в средней части хвостовика и зоне перехода хвостовика к голове автосцепки ($\sigma_3 = 350$ МПа).

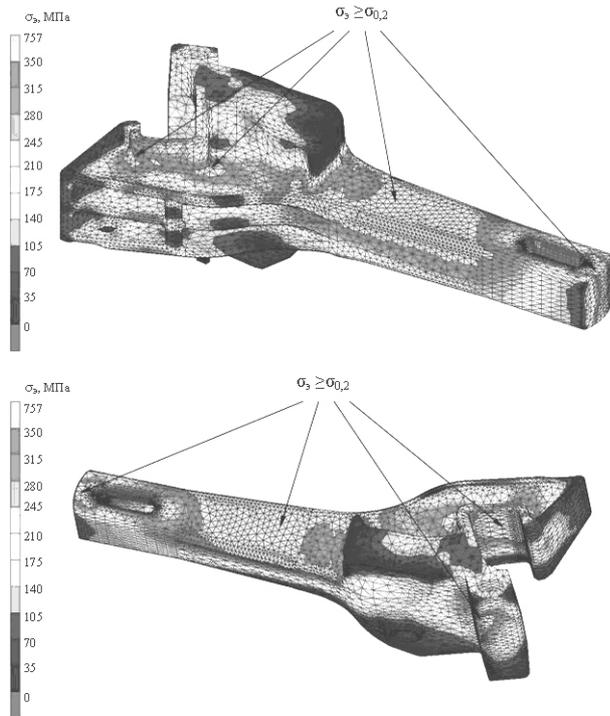


Рис. 7. Распределение эквивалентных напряжений (σ_3) в корпусе автосцепки при растяжении с эксцентриситетом 100 мм усилием 255 тс

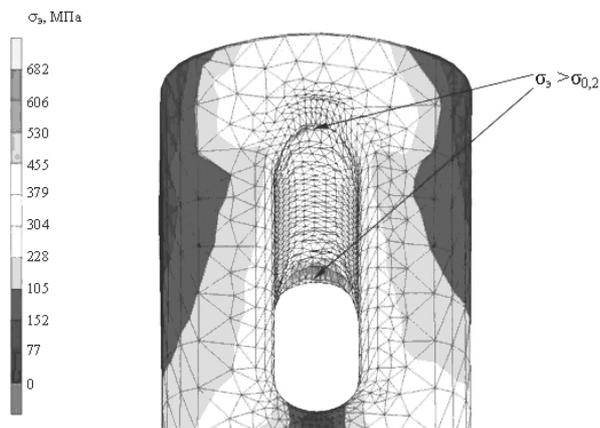


Рис. 8. Распределение эквивалентных напряжений (σ_3) в зоне контакта хвостовика и клина упорного хомута при растяжении с эксцентриситетом 100 мм усилием 255 тс

При сжатии со смещением осей на 100 мм (рис. 9), наибольшие эквивалентные напряжения, (495 МПа) возникают в контактных зонах зацепления, а также в зоне перехода хвостовика к головной части автосцепки ($\sigma_3 = 370$ МПа), в

средней части хвостовика ($\sigma_3 = 365$ МПа) и в зоне перехода малого зуба к голове автосцепки ($\sigma_3 = 350$ МПа).

Расчетами выявлено, что наиболее нагруженными является зоны проушины хвостовика, средней части, перехода хвостовика к голове авто сцепки и зоны перехода большого и малого зубьев к голове корпуса автосцепки, в которых напряжения достигают и даже превышают предел текучести.

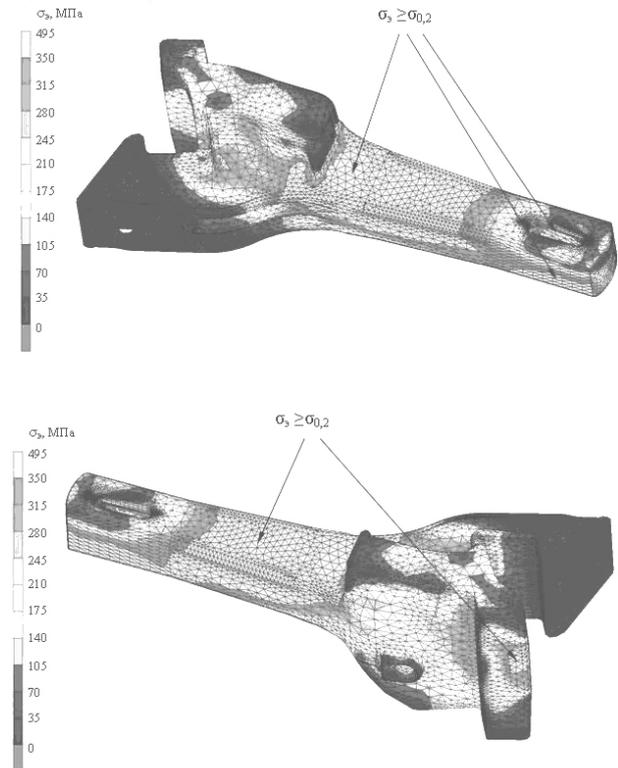


Рис. 9. Распределение эквивалентных напряжений (σ_3) в корпусе автосцепки при сжатии с эксцентриситетом 100 мм с усилием 315 тс

Расчетами установлено, что зоны с наибольшими напряжениями хорошо согласуются со статистическими данными по расположению мест повреждения корпуса автосцепки.

Оценка долговечности выполнялась с помощью программного комплекса MSC.Fatigue.

Расчеты выполнялись по методу зарождения трещины с использованием кривой усталости в деформациях. По этому методу долговечность рассчитывалась до момента появления трещины.

Поскольку при приложении к автосцепке растягивающих и сжимающих усилий реактивные силы возникают в различных местах, при растяжении это взаимодействие «проушина – клин», при сжатии «хвостовик – упорная плита», были выполнены два соответствующих ва-

рианта статического расчёта, учитывавшихся при расчёте долговечности одновременно. В расчёте использованы статистические данные по нагруженности автосцепок в эксплуатации, приведенные в табл. 1.

В соответствии с этой таблицей были построены две отдельные истории нагружения в течении одного года эксплуатации: для растяжения и для сжатия. Эти истории имеют разные длины, но, согласно требованиям программы, при одновременном использовании нескольких вариантов нагружения истории на грузения должны иметь одинаковую длину. Поэтому в более короткую историю нагружения при сжатии было добавлено необходимое количество нулевых точек. На рисунке 10 приведены эти истории нагружения.

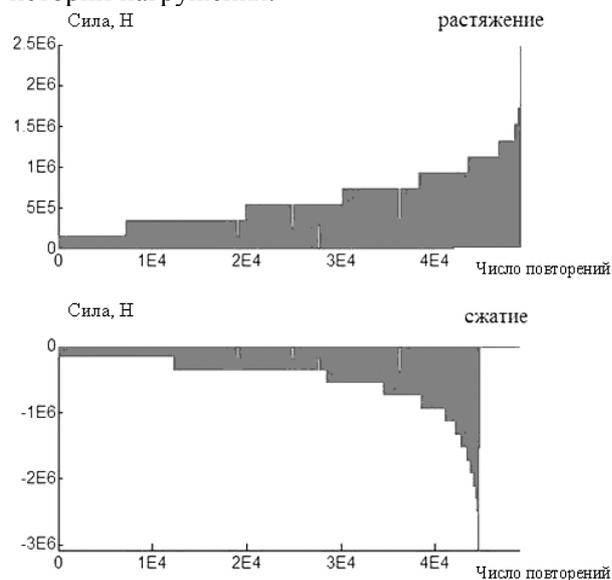


Рис. 10. Истории нагружения

На рис. 11 приведён фрагмент истории нагружения, показывающий последовательность приложения растягивающих и сжимающих нагрузок.

Расчет долговечности проводился для зон с наибольшими напряжениями представленных на рис. 12. Расчёты выполнены при вероятности разрушения не более 4 %, принятого блока продольной силы, соответствующего реальным условиям знакопеременного случайного нагружения. Оценка долговечности выполнена для двух вариантов литья: хорошего качества и низкого качества. Для хорошего качества литья эффективный коэффициент концентрации, принят равным 1,2, для низкого – 1,8. Эти коэффициенты определены путем согласования расчетной долговечности литых деталей (литая боковая рама грузового вагона), с результатами стендовых усталостных испытаний, выполнен-

ных ВНИКТИ (отчёт И-30-06). Результаты расчета представлены в табл. 2.

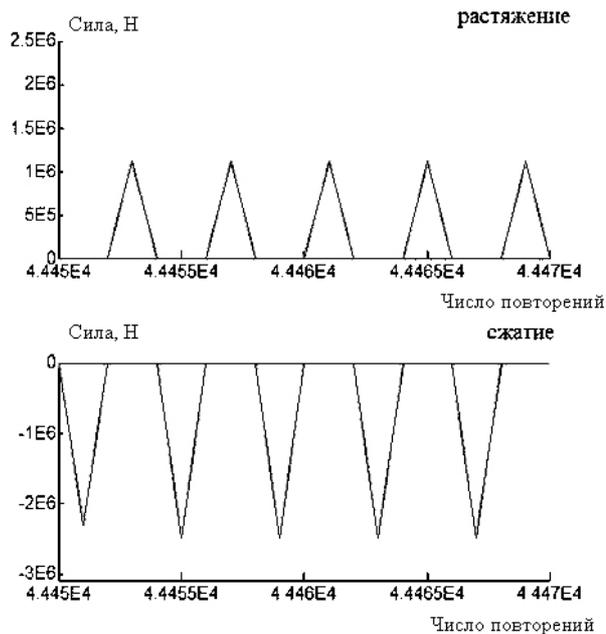


Рис. 11. Последовательность приложений растягивающих и сжимающих нагрузок

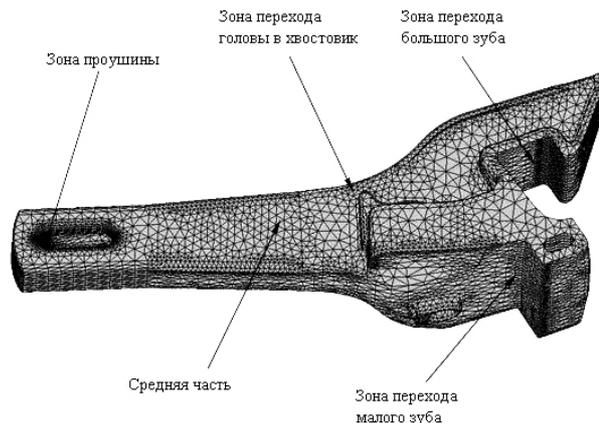


Рис. 12. Зоны оценки долговечности

Из полученных результатов выполненного расчета автосцепки СА-3 следует, что рабочие напряжения для некоторых областей превышают не только предел текучести но и предел прочности, что как показывает эксплуатация, является причиной образования трещин надрыва при однократном приложении максимальной продольной силы, так и появления пластических деформаций, способствующих интенсивному зарождению трещин малоциклового усталости.

Расчеты и осмотры в эксплуатации подтверждают, что наиболее опасным является сечение проушины хвостовика. При хорошем качества литья долговечность корпуса автосцепки по проушине составляет примерно 10 лет, с учетом смещения осей до 100 мм долговеч-

ность уменьшается до 6 лет. По другим зонам долговечность с учетом смещения осей уменьшается в 3-4 раза (кроме зоны перехода малого зуба). При низком качестве литья долговечность корпуса автосцепки по всем зонам уменьшается примерно в 2 раза.

Таблица 2

Оценка долговечности корпуса автосцепки по областям высоких напряжений, в годах эксплуатации

Центральное растяжение-сжатие	Растяжение-сжатие с эксцентриситетом 100 мм			
	Хорошее качество литья	Низкое качество литья	Хорошее качество литья	Низкое качество литья
Зона проушины	10	5	6	3
Средняя часть	205	70	30	15
Зона перехода головы в хвостовик	79	32	15	8
Зона перехода большого зуба	23	11	7	4
Зона перехода малого зуба	38	17	33	16

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Крайзгур Г. Б. Исследование и пути повышения надежности автосцепного устройства // Тр. ВНИИвагоностроения, 1987.
2. Болдырев А. П. Научные основы совершенствования поглощающих аппаратов автосцепки: Дис... д-ра техн. наук. – 2006.
3. Костина Н. А. Уточнение характеристик нагруженности вагона продольными силами через автосцепку // Вестник ВНИИЖТ. – 1981. – № 4.

Поступила в редколлегию 02.09.07.