

**СТАНДАРТ ОТРАСЛИ**

**НОРМЫ ПРОЧНОСТИ МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИЙ  
ПУТЕВЫХ МАШИН**

**Методические указания**

**Предисловие**

**1 РАЗРАБОТАН** Научно-исследовательским институтом тепловозов и  
путевых машин (ВНИТИ) МПС России

**ВНЕСЕН** Управлением пути МПС России

**2 УТВЕРЖДЕН И ВВЕДЕН В ДЕЙСТВИЕ** Указанием МПС России  
от №

**3 ВЗАМЕН** РД 24.046.45-88 "Нормы прочности металлоконструкций  
путевых машин. Методические указания"

Настоящий стандарт не может быть полностью или частично воспроиз-  
изведен, тиражирован и распространен в качестве официального изда-  
ния без разрешения МПС России

## Содержание

Стр

|                                                                                                          |    |
|----------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| 1 Область применения                                                                                     | 1  |
| 2 Нормативные ссылки                                                                                     | 1  |
| 3 Общие положения                                                                                        | 2  |
| 4 Классификация нагрузок                                                                                 | 2  |
| 5 Определение расчетных нагрузок                                                                         | 3  |
| 6 Способы определения напряжений                                                                         | 9  |
| 7 Оценка прочности                                                                                       | 10 |
| Приложение А Построение вторичной кривой усталости                                                       | 25 |
| Приложение Б Оценка долговечности в рабочем режиме главной рамы выправочно-подбивочно-рихтовочной машины | 27 |
| Библиография                                                                                             | 30 |

## СТАНДАРТ ОТРАСЛИ

НОРМЫ ПРОЧНОСТИ  
МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИЙ  
ПУТЕВЫХ МАШИН  
Методические указания

Дата введения 1997-01-01

## 1 Область применения

Настоящий ОСТ распространяется на главные рамы, рамы тележек, металлоконструкции и узлы крепления рабочих органов путевых машин колеи 1520 мм и 1435 мм\* для оценки их прочности по результатам расчетов на стадии проектирования и испытаний при эксплуатационных режимах нагружения. В отношении путевых машин, оснащенных грузоподъемными механизмами (укладочные краны, дрезины, мотовозы и т.п.) настоящие нормы распространяются только на металлоконструкцию экипажной части, т.е. главные рамы и рамы тележек. Грузоподъемные механизмы рассчитываются по специальным нормам, применяющимся в краностроении.

Основными требованиями, которые определяет ОСТ, являются:

нормируемые виды нагружения, по которым производится оценка прочности;

допускаемые напряжения, или запасы прочности, или вероятности разрушения при заданном сроке службы (в зависимости от метода оценки прочности).

ОСТ обязателен для организаций и предприятий, проектирующих и изготовляющих путевые машины, а также проводящих их испытания.

## 2 Нормативные ссылки

В настоящем стандарте использованы ссылки на следующие стандарты:

ГОСТ 25.101-83 Методы схематизации случайных процессов нагружения элементов машин и конструкций и статистического представления результатов

ОСТ 32.46-95 Тяговый подвижной состав железнодорожного транспорта. Надежность. Термины и определения

\* допускается для колеи 1067 мм

### 3 Общие положения

3.1 Настоящие нормы должны рассматриваться как основа для обеспечения необходимой прочности и долговечности несущих металлоконструкций (главных рам, рам тележек, а также металлоконструкций и узлов крепления рабочих органов) путевых машин.

3.2 С точки зрения прочности при проектировании путевых машин необходимо учитывать, что главная рама и рама тележки должны:

работать без повреждений в течение назначенного срока службы (ОСТ 32.46) машины по при соблюдении установленных условий эксплуатации;

обеспечивать безопасное движение машин самоходом или в составе поезда с установленными скоростями (порядок транспортировки и допускаемые скорости устанавливаются ТУ на машину по согласованию с заказчиком);

обеспечивать подъем одной стороны машины с тележкой за автосцепку или лобовой брус (при сходе с рельсов, см. раздел 4, Б).

3.3 По условиям транспортирования путевые машины делятся на две группы:

3.3.1 машины, которые разрешается транспортировать в составе грузовых поездов без ограничения места установки в состав и пропускать через сортировочные горки;

3.3.2 машины, транспортируемые самоходом как отдельные локомотивы, отдельным локомотивом, в составе коротких хозяйственных поездов, в хвосте грузовых поездов, не имеющих локомотива-толкача.

**П р и м е ч а н и е.** Коротким хозяйственным поездом считается поезд массой не более 1000 т и длиной не более 400 м.

3.4 Машины, транспортируемые в составе грузовых поездов без ограничения, должны в части восприятия продольных усилий и устойчивости в составе поезда проектироваться с учетом требований [2].

3.5 Несущие металлоконструкции путевых машин в транспортном и рабочем режимах рассчитываются на статическую прочность и усталость.

3.6 Опытные образцы вновь спроектированных путевых машин должны подвергаться, как правило, прочностным испытаниям. Необходимый объем испытаний определяется изготовителем и разработчиком при составлении ТЗ, с учетом объема и качества выполненных прочностных расчетов, степени новизны конструкции, а также имеющегося опыта эксплуатации подобных путевых машин.

### 4 Классификация нагрузок

Нагрузки, действующие на металлоконструкции путевых машин в

эксплуатации, подразделяются на следующие группы:

А - постоянно действующие статические нагрузки, возникающие от собственного веса рамы, веса оборудования и агрегатов, установленных на раме, воды, смазки,  $2/3$  запаса топлива и песка.

Б - нагрузки, возникающие при экстремальных режимах : выкатке колесной пары, опирании кузова на домкраты, аварийном подъеме одной стороны машины с тележкой за лобовой брус или автосцепку, подъеме машины краном при погрузке, подъеме груза при неработающих аутригерах (у железнодорожных кранов) и т.п.

В - нагрузки, возникающие в машине при выполнении рабочих операций.

Г - продольные нагрузки, действующие вдоль оси автосцепок.

Д - динамические нагрузки, действующие при движении машин в транспортном режиме (транспортировка самоходом или в составе поезда).

## 5 Определение расчетных нагрузок

5.1 Статические нагрузки (группа А) складываются из собственного веса металлоконструкции и веса оборудования, установленного на ней. Для рам тележек в статическую нагрузку входят вес кузова брутто, вес обрессоренных элементов привода и оборудования, установленного на раме тележки, с учетом собственного веса рамы тележки. Для определения сил в этом виде нагружения нужно пользоваться весовой ведомостью и рабочими чертежами машин.

5.2 Нагрузки при экстремальных режимах (группа Б) делятся на общие, обязательные для всех типов машин, и специфические, относящиеся лишь к отдельным типам машин. К обязательным режимам относятся: выкатка колесных пар, опирание машины на домкраты, аварийный подъем одной стороны машины вместе с тележкой за лобовой брус или автосцепку.

К специфическим режимам относятся, например, подъем груженой машины краном при погрузке и выгрузке машины с железнодорожного подвижного состава, если по ТУ предусмотрена такая транспортировка, работа железнодорожного крана без аутригеров и т.п. Необходимость расчета на те или иные специфические режимы определяется в зависимости от условий эксплуатации, назначения и конструкции машины.

5.3 Нагрузки в рабочем режиме (группа В) определяются характером рабочих операций, выполняемых машиной. Величины и схемы приложения рабочих нагрузок определяются технической документацией, конструкцией и назначением машины. Они могут быть статическими и динамическими.

Конструкции, на которые в рабочем режиме действуют статические нагрузки, рассчитываются на статическую прочность. При этом наряду с

рабочими нагрузками должны учитываться постоянно действующие статические нагрузки от собственного веса конструкции и оборудования (группа А). При определении напряжений от рабочих статических нагрузок необходимо учитывать особенности их приложения. Так, например, для кранов и платформ типа МПД, рабочими нагрузками являются веса транспортируемых грузов, для уборочных машин — вес снега или мусора с учетом распора боковых стенок и т.п. Силы распора сыпучего груза определяются давлением груза на поверхность боковых стенок, которое находится по формуле [2]

$$p_d = (1 + \kappa_d) \gamma g y \operatorname{tg}^2 \left( \frac{\pi}{4} - \frac{\varphi}{2} \right), \quad (1)$$

где  $\kappa_d$  - коэффициент вертикальной динамики;

$\gamma$  - насыпная плотность груза;

$g$  - ускорение свободного падения;

$y$  - расстояние от поверхности груза до точки, в которой определяется давление;

$\varphi$  - угол естественного откоса сыпучего груза. При движении с конструкционной скоростью  $\varphi = 0$ .

Величина  $\kappa_d$  находится экспериментально или может быть оценена по экспериментальным данным для аналогичных узлов сходных конструкций при соответствующей скорости движения. При отсутствии экспериментальных данных коэффициент динамики можно рассматривать как случайную функцию вида [2]

$$P(\kappa_d) = 1 - \exp \left( - \frac{\pi \kappa_d^2}{4 \kappa_d^2} \beta^2 \right) \quad (2)$$

Коэффициент  $\kappa_d$  определяется как квантиль этой функции при доверительной вероятности  $P(\kappa_d)$  по формуле

$$\kappa_d = \frac{\bar{\kappa}_d}{\beta} \sqrt{\frac{4}{\pi} \ln \frac{1}{1 - P(\kappa_d)}}, \quad (3)$$

где  $\bar{\kappa}_d$  - среднее значение коэффициента вертикальной динамики, определяется по формулам:

при скорости движения менее 55 км/ч

$$\bar{\kappa}_d = a \frac{V}{15} \quad (4)$$

при скорости движения более 55 км/ч

$$\bar{k}_d = a + 3,6 \cdot 10^{-4} b \frac{V - 15}{f_{cm}}; \quad (5)$$

где  $a$  - коэффициент, равный для элементов кузова 0,05, для обрессоренных частей тележки — 0,1, для необрессоренных частей тележки — 0,15;

$b$  - коэффициент, учитывающий влияние числа осей  $n$  в тележке и группе тележек под одним концом экипажа,  $b = \frac{n+2}{2n}$ ;

для бестележечных экипажей (в жесткой раме) в первом приближении  $n$  принимается равным числу осей под одним концом экипажа;

$V$  - скорость движения при расчетном режиме, м/с;

$f_{cm}$  - статический прогиб рессорного подвешивания, м,

$\beta$  - параметр распределения; для деталей путевых машин при существующих условиях эксплуатации можно принимать равным 1,13;

$P(k_d)$  - доверительная вероятность, рекомендуется в расчетах на прочность принимать равной 0,97.

При скорости движения менее 30 км/ч принимается  $k_d = 0$ .

При двухступенчатом рессорном подвешивании при определении  $k_d$  для рамы тележки учитывается прогиб первой ступени, для кузова — полный статический прогиб двух ступеней.

Конструкции, воспринимающие в рабочем режиме переменные циклические нагрузки, должны рассчитываться на усталость. Для определения метода расчета необходимо знать количество циклов, которое машина воспринимает за назначенный срок службы. За этот срок службы [3] машины, воспринимающие в рабочем режиме переменные нагрузки, могут иметь число циклов нагружения больше или меньше числа циклов, соответствующего точке перелома кривой усталости (для стальных сварных конструкций  $(5 - 10) \cdot 10^6$  циклов). Если число циклов нагружения машины за срок службы меньше этого числа, то прочностные расчеты следует вести на ограниченную долговечность (с учетом циклических нагрузок в транспортном режиме), если больше — то на неограниченную долговечность.

В случае необходимости (например, если жесткостные характеристики рамы мешают выполнению рабочих операций или вызывают резонансные колебания и др.) металлоконструкция экипажной части путевых машин по нагрузкам рабочего режима должна быть проверена на жесткость, а сжатые элементы ее — на устойчивость в соответствии с требованиями [2].

5.4 Рамы машин должны воспринимать статические продольные нагрузки, действующие вдоль оси автосцепок (группа Г). Они имитируют сжимающие и растягивающие силы, возникающие между единицами подвижного состава при различных режимах движения в поезде и при соударениях во время маневровой работы. Эти нагрузки определяются условиями транспортирования машин, возможностью включения их в состав поезда и пропуска через сортировочные горки [4].

Нормативное усилие для машин, которые разрешается транспортировать в составе грузовых поездов без ограничения места установки в состав и пропускать через сортировочные горки,  $\pm 2500$  кН.

Нормативное усилие для машин, транспортируемых самоходом, отдельным локомотивом, в составе коротких хозяйственных поездов или в хвосте грузовых поездов, не имеющих локомотива-толкача,  $\pm 1000$  кН.

Для вновь проектируемых машин условия транспортировки, а следовательно, и расчетное продольное усилие должны оговариваться в техническом задании и соответствовать требованиям настоящих норм.

5.5 Экипажная часть путевых машин должна быть рассчитана на систему сил, возникающих в движении, при тяге и торможении в составе поезда или самоходом, при вписывании в кривые участки пути, а также кососимметричные силы (группа Д). Для путевых машин, включаемых в состав грузовых поездов без ограничения, учитываются боковые силы при взаимодействии путевых машин с другим подвижным составом на кривых участках пути в соответствии с [2].

5.5.1 Динамические нагрузки, возникающие при движении с транспортной скоростью, можно определить умножением статических вертикальных нагрузок на коэффициент динамики  $k_d$  (см. формулу 3), отражающий влияние неровностей пути при движении с заданной скоростью по прямому участку пути.

5.5.2 Нагрузки, возникающие при торможении, состоят из сил тормозной системы и сил инерции. Эти силы определяются с учетом типа примененной тормозной системы, силы нажатия тормозных колодок, конструкции тележки и экипажа в целом.

5.5.3 Нагрузки, возникающие при вписывании машины в кривую, определяются из условий равновесия при движении ее в кривой  $R = 600$  м со скоростью 100 км/ч при непогашенном ускорении  $0,7 \text{ м/с}^2$ .

5.5.4 Кососимметричные нагрузки представляют собой систему взаимно уравновешенных вертикальных сил, приложенных со стороны рессорного подвешивания к раме тележки или действующих между опорами кузова на тележки. Они обычно состоят из четырех равных по абсолютной величине вертикальных сил, из которых две, расположенные по диагонали, действуют вверх, а две другие - вниз. Они могут возникать в двух- или

трехосных тележках со стороны букс на раму тележки при несбалансированном рессорном подвешивании и между кузовом и тележкой, если имеются четыре "жесткие" опоры кузова. Причиной появления кососимметричной нагрузки может быть неодинаковая жесткость отдельных рессор (пружин), неодинаковые стрелы их прогиба, разность установочных размеров, а также неровности пути и другие аналогичные причины. Эти нагрузки учитываются только для тележек, имеющих жесткую раму или иную конструкцию, способную воспринимать их.

Сила, приложенная к одной буксе двухосной тележки, соответствующая вертикальному смещению одного колеса, определяется формулой [2]

$$P_k = \frac{z}{4} \frac{2b}{2s} \frac{c_b c_p}{c_b + c_p}, \quad (6)$$

где  $z$  - вертикальное эквивалентное смещение одного колеса, вызванное местными неровностями пути и колес и отклонениями в размерах буксовых узлов и подвешивания, с учетом вертикального отвода рельсовой нитки в переходном отрезке кривой. Можно принять:  $z = 13 + B \cdot 2$ ; где  $B$  - база тележки (расстояние между крайними колесными парами).

В двухосных экипажах кососимметричная сила имеет смысл только для главной рамы машины. Поэтому в предложенном выражении для  $z$  величина  $B$  есть расстояние между колесными парами машины.

$2b$  - расстояние между центрами буксовых опор колесной пары;

$2s$  - расстояние между кругами катания колеса одной колесной пары принимается равным 1,58 м;

$c_b$  - жесткость буксовых рессор (над одной буксой);

$c_p$  - жесткость рамы тележки при кососимметричной нагрузке (на 1/4 рамы).

5.6 Узлы крепления рабочих органов и предохранительные устройства должны обеспечивать прочность установки рабочих органов во время выполнения рабочих операций и при транспортировке машины.

Расчету подвергаются:

опасные сечения крепежных или предохранительных устройств (установочные элементы, крюки, транспортные фиксаторы (стопоры) рабочих органов и т.п.);

места соединения крепежного или предохранительного узла с несущей металлоконструкцией (сварные швы, болты, заклепки и т.п.).

5.6.1 Узлы крепления рабочих органов рассчитываются на действие нагрузок групп В и Д.

Нагрузки группы В определяются в соответствии с 5.3.

Нагрузки группы Д определяются как указано ниже.

5.6.2 Для узлов, устанавливаемых на раме машины, расчет ведется для двух режимов движения:

5.6.2.1 Трогание с места, осаживание или экстренное торможение при малых скоростях движения, соударения при маневровой работе.

Расчетная сила, полученная суммированием весов закрепленного оборудования и элементов крепления с возникающей при этом силой инерции, прикладывается в центре тяжести закрепляемого узла и состоит из двух составляющих:

вертикальной

$$P_{\text{верт}} = P_{\text{ст}} \cdot \left( 1 + \frac{N}{Q} \cdot \frac{h_x}{2l} \cdot \frac{x}{l} \right), \quad (7)$$

и продольной

$$P_{\text{пр}} = P_{\text{ст}} \cdot \frac{a_x}{g}, \quad (8)$$

где  $P_{\text{ст}}$  - вес закрепленного оборудования;

$N$  - нормативное продольное усилие для машин в данном режиме (см.5.4);

$Q$  - вес машины;

$h_x$  - расстояние от центра тяжести машины до оси автосцепки (по вертикали);

$x$  - расстояние от среднего поперечного сечения машины до центра тяжести закрепленного оборудования (вдоль машины);

$2l$  - база машины;

$a_x$  - продольное ускорение. Для оборудования, установленного на главной раме на уровне автосцепки (1050 мм от головки рельса)  $a_x = 3g$ , на уровне крыши (5300 мм от головки рельса, что соответствует габариту I - Т)  $a_x = 1,5g$ , на промежуточных уровнях  $a_x$  изменяется линейно от  $3g$  до  $1,5g$ .

5.6.2.2 Движение с транспортной скоростью. Расчетная сила в этом случае также состоит из:

вертикальной

$$P_{\text{верт}} = P_{\text{ст}} \cdot (1 + k_d), \quad (9)$$

где  $k_d$  - коэффициент вертикальной динамики, определяемый экспериментально или по результатам динамического расчета, или приближенно, по формуле (3);

продольной составляющей нагрузки, определяемой по формуле (8).

Для оборудования, установленного на главной раме на уровне автосцепки (1050 мм от головки рельса)  $a_x = 0,6g$ , на уровне крыши (5300 мм от головки рельса, габарит I - Т)  $a_x = 0,3g$ ;

боковой

$$P_{\text{бок}} = P_{\text{сг}} \cdot \frac{a_y}{g}, \quad (10)$$

где  $a_y$  - расчетное ускорение, принимается  $a_y = 1g$ .

5.6.3 Узлы крепления оборудования, установленного на обрессоренных частях тележки, рассчитываются с учетом сил инерции, исходя из ускорений в вертикальном направлении, равных  $3g$ . Ускорение в продольном направлении принимается  $1,5g$ .

5.6.4 Узлы крепления оборудования, установленного на необрессоренных частях тележки рассчитываются с учетом сил инерции, исходя из ускорений в вертикальном направлении  $15g$ , в продольном  $3g$ .

5.6.5 Предохранительные устройства рассчитываются на силу, равную двойному весу предохраняемого оборудования.

5.6.6 Для расчета специальных узлов и элементов крепления допускается использовать [8].

## 6 Способы определения напряжений

6.1 Номинальные напряжения для оценки прочности главных рам и рам тележек путевых машин могут быть определены расчетом или экспериментально.

6.2 Главные рамы и рамы тележек путевых машин для расчета обычно представляются в виде стержневых, пластинчатых или комбинированных систем, расчет которых производится методами строительной механики. Имеется ряд программ для ЭВМ, позволяющих выполнять такие расчеты с высокой степенью точности.

При выполнении расчетов следует обращать внимание на зоны концентрации напряжений, которые, как правило, определяют прочность конструкции в целом. Современные методы расчета и существующие программы для ЭВМ позволяют с достаточной точностью выполнять расчеты, в том числе и зон концентрации напряжений.

6.3 Экспериментальное определение напряжений производится с помощью тензометрии. Исследуемая конструкция оборудуется тензорезисторами [10, 11] в количестве, необходимом для оценки номинальных напряжений в характерных сечениях рамы и концентрации напряжений в нагруженных узлах. Схема расположения тензорезисторов разрабатывается с учетом схемы нагружения конструкции внешними нагрузками, ожидаемого типа напряженного состояния (н.с.) (одноосное, плоское, объемное), результатов прочностных расчетов, опыта эксплуатации аналогичных конструкций. На крупногабаритных сварных конструкциях экипажных частей обычно используются для определения номинальных напряжений тензорезисторы базой 10 и 20 мм, для исследования концентрации - тензорезисторы меньшей базы. Номинальное значение напряжения определяется

при одноосном н.с. - одиночным тензорезистером, при плоском и объемном н.с. - двух- или трехкомпонентными розетками тензорезистеров. Для определения коэффициента концентрации в исследуемой зоне наклеиваются цепочки тензорезисторов, база которых (обычно 5 мм) выбирается в соответствии с формой и размерами этой зоны.

## 7 Оценка прочности

7.1 Главные рамы и рамы тележек оцениваются по статической прочности и по усталости в транспортном и рабочем режимах, а также по статической прочности при восприятии экстремальных нагрузок.

При оценке по статической прочности производится сравнение напряжений при расчетных режимах с допускаемыми [2]. Оценка по усталости выполняется двумя способами: либо путем определения коэффициента запаса прочности и сравнения его с минимально допустимым, либо путем определения вероятности разрушения при заданной долговечности. Первый способ соответствует расчету на неограниченную долговечность, второй - на ограниченную. Второй способ является предпочтительным, так как дает более достоверные результаты и позволяет, как правило, спроектировать менее металлоемкие конструкции.

Применение второго способа особенно целесообразно для машин, у которых за назначенный срок службы количество циклов нагружения не превышает числа циклов, соответствующего перелому кривой усталости. В этом случае можно допустить более высокий уровень напряжения, что способствует экономии металла. Однако, применение данного способа затруднено тем, что для этого необходимо знать параметры нагруженности (уровень, характер, повторяемость нагрузок и др.) машины и иметь характеристики сопротивления усталости рассматриваемых узлов. Поэтому для вновь проектируемых и мало исследованных конструкций чаще применяется первый способ оценки по неограниченной долговечности.

7.2 Главные рамы и несущие конструкции рабочих органов.

Транспортный режим

7.2.1 Продольное нагружение по оси автосцепок

Режим соответствует условиям, возникающим при соударении во время маневровой работы. Определяется сумма напряжений от нормативных продольных нагрузок на растяжение и сжатие (группа Г) и сил веса (группа А). Допускаемое напряжение -  $0,9\sigma_T$  Условие прочности

$$\sigma_A + \sigma_T \leq 0,9\sigma_T, \quad (11)$$

где  $\sigma_T$  - предел текучести материала.

7.2.2 Движение с транспортной скоростью

7.2.2.1 Оценка по статической прочности

Определяется сумма напряжений от действия нагрузок группы А с

добавлением динамических напряжений, определенных при транспортной скорости, и половины напряжений от нагрузок группы Г. Допускаемые напряжения  $0,65 \sigma_T$ . Условие прочности

$$\sigma_A(1 + k_d) + 0,5\sigma_T \leq 0,65\sigma_T, \quad (12)$$

где  $k_d$  - коэффициент динамики (см.5.3).

#### 7.2.2.2 Оценка по усталости

Коэффициент запаса прочности определяют по формуле [1]

$$n = \frac{\sigma_{-1}}{k\sigma_V + \psi\sigma_m} \geq 1,5, \quad (13)$$

где  $\sigma_{-1}$  - предел выносливости стандартного образца при симметричном цикле;

$k$  - концентрации, учитывающий понижение сопротивления усталости детали;

$\sigma_V$  - амплитуда напряжений цикла;

$\psi$  - коэффициент, характеризующий чувствительность металла к асимметрии цикла;

$\sigma_m$  - среднее напряжение цикла.

Предел выносливости для соответствующей марки стали принимается с учетом характера циклического нагружения детали: на изгиб ( $\sigma_{-1}$ ) или на растяжение-сжатие ( $\sigma_{-1p}$ ).

Коэффициент, характеризующий чувствительность материала к асимметрии цикла, определяется выражением

$$\psi = \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0}, \quad (14)$$

где  $\sigma_0$  - предел выносливости при отнулевом цикле.

При расчетах на усталость деталей из малоуглеродистой конструкционной стали и литой стали (в том числе и сварных) следует принимать:  $\psi = 0,3$  для растянутых волокон ( $\sigma_m > 0$ ),  $\psi = 0$  - для сжатых ( $\sigma_m < 0$ ). За среднее напряжение цикла принимаются напряжения от нагрузок группы А, определенные расчетным или экспериментальным путем, суммированные с напряжением от вписывания в кривую.

Для приближенного расчета на усталость можно не учитывать напряжения от вписывания в кривую.

Амплитуда напряжений определяется экспериментально при движении машины с транспортной скоростью. Для приближенных расчетов можно пользоваться формулой

$$\sigma_V = k_d \sigma_m. \quad (15)$$

Значение  $k_d$  определяется выражением (3) - см. 5.3.

Приближенное значение коэффициента концентрации  $k$  может быть найдено путем оценки влияния отдельных факторов, его определяющих, из выражения

$$k = \beta_k \frac{k_1 k_2}{\gamma_m}, \quad (16)$$

где  $\beta_k$  - эффективный коэффициент концентрации напряжений, учитывающий форму детали и свойства материала. Значение его зависит от плавности сопряжения между частями детали или между примыкающими элементами конструкции, которая характеризуется отношением радиуса сопряжения  $k$  к высоте сечения ( $\rho/h$ ). При уменьшении отношения  $\rho/h$  эффект концентрации возрастает.

В качестве примера на рисунке 1 приведены значения эффективного коэффициента концентрации напряжений для ступенчатой детали при изгибе.

Для сварных и сварнолитых конструкций из малоуглеродистых сталей, состоящих из тонкостенных балок замкнутого профиля с приваренными литыми элементами и имеющих большие габаритные размеры, следует принимать для основного металла сварных балок величину  $\beta_k$  в пределах от 1,0 до 2,1.

$\beta_k$

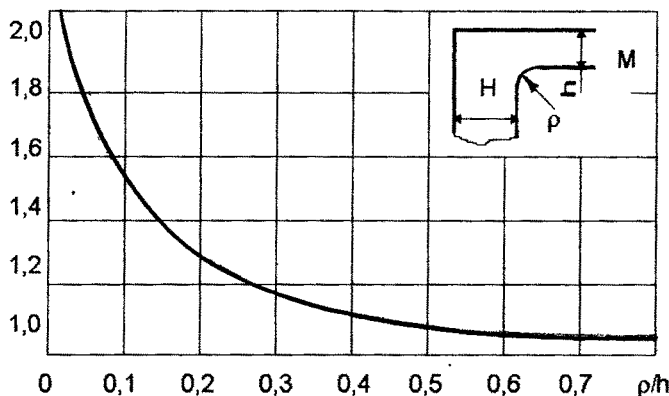


Рисунок 1

Значение  $\beta_k = 1,0-1,1$  относится к участку балки, не имеющему примыкающих элементов, сварных швов, отверстий и т.д.

Значение  $\beta_k = 2,1$  относится к сечению с элементами, примыкающими под прямым углом.

Значения эффективного коэффициента концентрации напряжений

$\beta_K$  для различных форм геометрических концентраторов можно определить по справочным данным [1,9] или найти через теоретический коэффициент концентрации  $\alpha_\sigma$ , определяемый расчетом или экспериментально с помощью цепочек малобазных тензодатчиков, наклеенных в зоне концентрации. В этом случае коэффициент  $\beta_K$  определяется из соотношения

$$\beta_K = 1 + q(\alpha_\sigma - 1), \quad (17)$$

где  $q$  - коэффициент чувствительности материала к концентрации напряжений.

При  $q = 0$  материал не чувствителен к концентрации напряжений, если  $q = 1$ , то материал обладает полной чувствительностью к концентрации напряжений. На практике для малоуглеродистых сталей типа Ст3 обычно принимают  $q = 0,7$ .

$k_1$  - коэффициент, учитывающий неоднородность материала детали, присущую прокату, штамповке, литью.

Для проката, поковки и штамповки  $k_1 = 1,1$ .

Для литья -  $k_1 = 1,2-1,3$ .

$k_2$  - коэффициент, учитывающий внутренние напряжения в детали. При наибольшем размере поперечного сечения детали до 250 мм  $k_2 = 1,0$ , от 250 мм до 1000 мм  $k_2 = 1,0-1,2$ . В этом интервале коэффициент изменяется пропорционально размеру сечения.

$\gamma$  - коэффициент, учитывающий влияние абсолютных размеров детали. Величина  $\gamma$  для образца диаметром около 10 мм равна 1. С увеличением размера поперечного сечения детали примерно до 200 мм коэффициент уменьшается до  $\gamma = 0,76-0,60$ . При дальнейшем увеличении размеров детали  $\gamma$  понижается менее интенсивно.

$m$  - коэффициент, учитывающий состояние поверхности детали; находится по таблице 1.

Таблица 1

| Обработка поверхности детали                                                                                                                            | $m$      |
|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----------|
| Полированная поверхность (образец)                                   | 1        |
| Станочная обработка с обеспечением шероховатости                     | 0,9      |
| Грубая обработка на станке, обдирка прокат                           | 0,85-0,8 |
| Стальное литье (после тщательной обработки пескоструйным аппаратом)  | 0,8      |

Набор коэффициентов  $\frac{K_1 K_2}{\gamma m}$  при наличии термообработки узла после сварки можно уменьшить на 10-15%.

В случае, если имеются данные о величинах действительного предела выносливости детали, полученные путем натурных стендовых испытаний, определение коэффициента запаса прочности следует вести по формуле

$$n = \frac{\sigma_{-1} (\text{эксп})}{\sigma_V + \frac{\Psi}{K} \sigma_m} \geq 1,4, \quad (18)$$

где  $\sigma_{-1} (\text{эксп})$  - предел выносливости натурной детали, определенный экспериментально.

$K$  - коэффициент снижения предела выносливости, определенный экспериментально как отношение предела выносливости образца к пределу выносливости детали

Определение коэффициента запаса прочности по отношению к пределу выносливости, найденному экспериментально, конкретно для данной детали, является более точным, чем по формуле (13). Поэтому нормативный коэффициент запаса прочности в этом случае принимается более низким.

При большой асимметрии цикла (когда  $K_d = \frac{\sigma_V}{\sigma_m} < 0,2$ ) проверяется условие [7]

$$n = \frac{\sigma_T}{\sigma_V + \sigma_m} \geq 1,5 \quad (19)$$

### 7.2.2.3 Оценка по долговечности

В основе оценки лежит линейная гипотеза суммирования усталостных повреждений, по которой условие разрушения имеет вид [5]

$$\sum_{(\sigma_{a_i} \geq \sigma_{-1d})} \frac{n_i}{N_i} = 1, \quad (20)$$

где  $n_i$  - количество циклов нагружения амплитудой  $\sigma_{a_i}$ ;

$\sigma_{-1d}$  - предел выносливости детали;

$N_i$  - количество циклов до разрушения при нагружении амплитудой  $\sigma_{a_i}$  по кривой усталости.

Неравенство под знаком суммы показывает, что отношения  $n_i / N_i$ , соответствующие амплитудам  $\sigma_{a_i} < \sigma_{-1d}$ , не должны входить в сумму, так как для этих амплитуд  $N_i = \infty$ . Это условие соответствует кривой усталости, имеющей горизонтальный участок. Как показали результаты натурных стендовых испытаний рам тележек подвижного состава, прове-

веденных во ВНИТИ, они хорошо согласовываются с этой гипотезой. По мере накопления экспериментальных данных о нагруженности конструкции расчет долговечности может быть выполнен также и с использованием корректированной линейной гипотезы [5].

При нагружении детали переменными нагрузками различной амплитуды суммарное количество циклов до разрушения для кривой усталости, аппроксимируемой наклонной и горизонтальной прямыми, принимает вид

$$N_{\text{сум}} = N_G \frac{\sigma_{-1д}^m}{\sum_{\sigma_{ai} \geq \sigma_{-1д}} t_i \sigma_{ai}^m}, \quad (21)$$

где  $N_G$  - количество циклов, соответствующее точке перелома кривой усталости;

$m$  - показатель степени наклонной ветви кривой усталости;

Величину  $m$  можно определить по формуле [6]

$$m = \frac{c}{k} \quad (22)$$

где  $k$  - коэффициент концентрации, учитывающий понижение сопротивления усталости. Определяется по формуле ( 16 )

$c = 12-20$  для деталей из углеродистых сталей,

$c = 20-35$  для деталей из легированных сталей.

$t_i$  - отношение количества циклов амплитуды  $\sigma_{ai}$  к суммарному количеству циклов.

Для удобства вычислений в работе [5] рекомендуется значения напряжений выражать через предельный коэффициент нагруженности

$$n_p = \frac{\sigma_{amax}^{\text{пред}}}{\sigma_{-1д}} \quad (23)$$

где  $\sigma_{amax}^{\text{пред}}$  - максимальная ступень напряжений в предельном блоке нагружения, соответствующем разрушению при числе циклов  $N_{\text{сум}}$ . Предельный блок нагружения пропорционален действующему. Тогда выражение (21) принимает вид

$$\frac{N_{\text{сум}}}{N_G} = \frac{1}{n_p^m \sum_{\substack{\sigma_{ai} \\ \sigma_{ai} \geq \frac{1}{n_p}}} t_i \left( \frac{\sigma_{ai}}{\sigma_{amax}} \right)^m}, \quad (24)$$

Это уравнение вторичной кривой усталости в относительных координатах [6] (см. рисунок 2).

Полученное в этой формуле число циклов до разрушения соответствует 50%-ной вероятности. Если мы зададим уровень напряжений меньший, чем заложен в формулу (24), то при том же количестве циклов получим меньшую вероятность разрушения. В работе [6] изложена методика определения вероятности разрушения при заданных уровне напряжений и числе циклов. Считается, что разброс разрушений определяется разбросом пределов выносливости детали и воздействующих на деталь напряжений, распределенных по нормальному закону. Тогда квантиль нормального распределения, соответствующий вероятности разрушения, определяется по формуле.

$$U_p = \frac{1 - \tilde{n}}{\sqrt{\tilde{n}^2 v_{\sigma_{-1d}}^2 + v_{\varepsilon}^2}}, \quad (25)$$

Здесь  $\tilde{n}$  - относительный коэффициент запаса, равный

$$\tilde{n} = \frac{n_p}{n} = \frac{\sigma_{a \max}^{\text{пред}}}{\sigma_{a \max d}}, \quad (26)$$

где  $n_p$  - предельный коэффициент нагруженности, соответствующий точке на вторичной кривой усталости с абсциссой  $N_{\text{сум}}$  (см. формулу 23)

$n$  - действительный коэффициент нагруженности, равный

$$n = \frac{\sigma_{a \max d}}{\sigma_{-1d}} \quad (27)$$

$\sigma_{a \max d}$  - максимальная степень напряжений в действующем блоке нагружения.

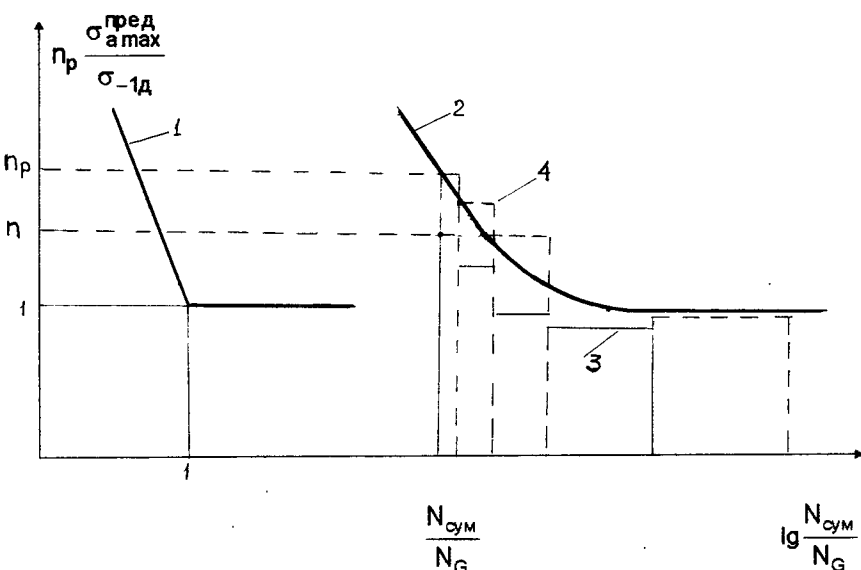
Величины  $n$  и  $n_p$  показаны на рисунке 2.

$$v_{\sigma_{-1d}} = \frac{S_{\sigma_{-1d}}}{\sigma_{-1d}}; v_{\varepsilon} = \frac{S_{\sigma_{a \max d}}}{\sigma_{a \max d}} \quad \text{— коэффициенты вариации предела}$$

выносливости детали и максимальной степени напряжений в блоке нагружения, равные отношению среднеквадратичных отклонений соответствующих величин к их средним значениям.

Зная квантиль, по таблицам функций нормального распределения определяем вероятность разрушения.

Ниже в качестве примера приведены значения относительного коэффициента запаса  $\tilde{n}$ , соответствующего вероятности разрушения.



- 1 - первичная кривая усталости;
- 2 - вторичная кривая усталости, соответствующая действующему блоку нагружения;
- 3 - действующий блок нагружения;
- 4 - предельный блок нагружения, пропорциональный действующему, соответствующий заданному количеству циклов  $N_{\text{сум}}$

Рисунок 2

| Вероятность<br>разрушения | Относительный<br>коэффициент запаса $\eta$ |
|---------------------------|--------------------------------------------|
| 0,10                      | 1,28                                       |
| 0,05                      | 1,38                                       |
| 0,03                      | 1,45                                       |
| 0,02                      | 1,51                                       |
| 0,01                      | 1,61                                       |
| 0,001                     | 1,96                                       |

Приведенные данные подсчитаны для коэффициентов вариации

$v_{\sigma-1D} = 0,15$ ,  $v_{\varepsilon} = 0,1$ .

В качестве рекомендуемой для транспортного режима принимается вероятность разрушения равная 0,02.

В качестве примера в приложении Б приводится расчет долговечности главной рамы выправочно-подбивочно-рихтовочной машины, для которой располагаем усталостными характеристиками и характеристиками блока нагружения.

### 7.3 Главные рамы и несущие конструкции рабочих органов.

#### Рабочий режим

Как указано в разделе 5, нагрузки в рабочих режимах могут быть статическими и динамическими, что определяется назначением машины и условиями ее работы.

7.3.1 Машины, используемые для перевозки тяжеловесных грузов (типа МПД), машины, предназначенные для механизации погрузочно-разгрузочных работ и строительно-монтажных работ (краны, автомотрисы), испытывают статическое нагружение от транспортируемых грузов. Их рамы проверяются на действие вертикальной нагрузки, включающей вес самой машины и максимальный вес груза. Оценка прочности проводится по допускаемым напряжениям.

7.3.1.1 Для рам машин, используемых как тяговые единицы, например МПД, определяется сумма напряжений, возникающих в раме при действии нагрузок групп А и В и усилий тяги при движении самоходом. Скорость движения при этом не превышает 10 км/ч. Условие прочности:

$$\sigma_A + \sigma_B + \sigma_{тяги} \leq 0,65\sigma_T \quad (28)$$

где  $\sigma_{тяги}$  - напряжения от усилий тяги при движении самоходом;

$\sigma_T$  - предел текучести материала.

7.3.1.2 Для рам машин, предназначенных для механизации погрузочно-разгрузочных работ и строительно-монтажных работ (кранов, автомотрис), суммарные напряжения от нагрузок групп А и В сравниваются с допускаемыми. Допускаемые напряжения  $0,65\sigma_T$ . Условие прочности:

$$\sigma_A + \sigma_B \leq 0,65\sigma_T \quad (29)$$

7.3.1.3 Для несущих элементов главных рам снегоуборочных машин (кроме боковых стенок) определяются напряжения, возникающие при движении машин со снегом со скоростью, разрешенной для движения груженой машины к месту выгрузки. Для существующих снегоуборочных поездов эта скорость не должна превышать 50 км/ч. При этом учитываются напряжения от постоянной статической нагрузки (группа А), усилий от рабочих нагрузок, в данном случае веса снега (группа В), половина напряжений от нагрузок группы Г и динамическая добавка, определяемая через коэффициент динамики. Коэффициент динамики берется для соответствующей скорости. Допускаемое напряжение  $0,65\sigma_T$ . Условие прочности:

$$(\sigma_A + \sigma_B)(1 + K_d) + 0,5\sigma_T \leq 0,65\sigma_T. \quad (30)$$

Для напряжений в боковых стенках, определяемых с учетом распора, допускаемое напряжение принимается равным  $0,95\sigma_T$ . Условие прочности:

$$(\sigma_A + \sigma_B)(1 + K_d) + 0,5\sigma_T \leq 0,95\sigma_T. \quad (31)$$

7.3.2 Конструкции, воспринимающие в рабочем режиме переменные нагрузки, например типа ВПР, БУМ, оцениваются по усталости (по коэффициенту запаса прочности или по долговечности).

Коэффициент запаса прочности вычисляется по формуле (13). Нормативный коэффициент запаса прочности принимается равным 1,3. Статическая ( $\sigma_m$ ) и динамическая ( $\sigma_v$ ) составляющие цикла определяются из фактических напряжений, возникающих при рабочем режиме, куда могут входить динамическая составляющая от прохождения кривых и при торможении, если это соответствует характеру эксплуатации машины, с учетом напряжений от статического нагружения силами группы А.

В случае, если имеются данные о значениях действительного предела выносливости детали, полученные путем натурных стендовых испытаний, определение коэффициента запаса прочности следует вести по формуле (18), принимая  $[n] \geq 1,2$ .

Для машин, несущие элементы которых при выполнении рабочих операций воспринимают переменные нагрузки, изменяющиеся с высокой частотой (порядка 10-20 Гц и выше), и за назначенный срок службы имеют число циклов более  $(5-10) \cdot 10^6$  нормативный запас прочности принимается равным 2.

Расчет на долговечность при рабочих режимах проводится аналогично расчету, приведенному в 7.2.2.3.

В качестве рекомендуемой величины принимается вероятность разрушения, равная 0,10.

#### 7.4 Рамы-тележек. Транспортный режим

Расчеты производятся исходя из напряжений, определяемых следующими нагрузками:

- постоянно действующими статическими нагрузками. Напряжения  $\sigma_a$ ;
- силой тяги в момент трогания с места. Напряжения  $\sigma_{тр}$ ;
- нагрузками, возникающими в раме от работы тяговых двигателей при движении с транспортной скоростью или при торможении. Напряжения  $\sigma_{тяги}$  и  $\sigma_{тор}$ ;
- нагрузками, возникающими при движении с конструкционной скоростью по кривой R 600 м при непогашенном ускорении  $0,7 \text{ м/с}^2$ . Напряжения  $\sigma_{кр}$ ;
- кососимметричной нагрузкой. Напряжения  $\sigma_{кос}$ .

7.4.1 Для вывода о статической прочности рам тележек в транспортном режиме проверяются следующие сочетания отдельных режимов.

##### 7.4.1.1 Трогание с места

Определяется сумма напряжений от нагрузок группы А ( $\sigma_a$ ), от тяговых усилий в момент трогания с места ( $\sigma_{тр}$ ) и кососимметричной нагрузки ( $\sigma_{кос}$ ).

Допускаемые напряжения  $0,55\sigma_T$ . Условие прочности:

$$\sigma_a + \sigma_{тр} + \sigma_{кос} \leq 0,55\sigma_T, \quad (32)$$

##### 7.4.1.2 Движение в тяговом режиме по кривой

Определяется сумма напряжений от нагрузок группы А ( $\sigma_a$ ) с добавлением динамических напряжений, определенных при транспортной скорости, от усилий тяги ( $\sigma_{тяги}$ ), от нагрузок, возникающих при движении в кривой ( $\sigma_{кр}$ ) и кососимметричной нагрузки ( $\sigma_{кос}$ ). Допускаемые напряжения  $0,55\sigma_T$ . Условие прочности:

$$(1 + K_d)\sigma_a + \sigma_{тяги} + \sigma_{кр} + \sigma_{кос} \leq 0,55\sigma_T, \quad (33)$$

где  $K_d$  - коэффициент динамики (см. 5.3).

##### 7.4.1.3 Торможение в кривой

Суммируются напряжения от нагрузок группы А (с добавлением динамических), торможения ( $\sigma_{тор}$ ), движения по кривой ( $\sigma_{кр}$ ) и кососимметричной нагрузки ( $\sigma_{кос}$ ). Допускаемые напряжения  $0,55\sigma_T$ . Условие прочности:

$$(1 + K_d)\sigma_a + \sigma_{тор} + \sigma_{кр} + \sigma_{кос} \leq 0,55\sigma_T, \quad (34)$$

При суммировании напряжений отдельных режимов напряжениям в режимах "движение в кривой" и "кососимметричная нагрузка" присваиваются такие же знаки, как у напряжений, определенных для режима нагружения постоянной статической нагрузкой (нагрузки группы А) в этой точке.

7.4.2 При оценке по запасу прочности коэффициент запас прочности в

отношении предела выносливости определяется по формуле (13).

Среднее напряжение цикла ( $\sigma_m$ ) в транспортном режиме определяется из выражения:

$$\sigma_m = \sigma_A + \sigma_{тяг} + \sigma_{кр} \quad (35)$$

или  $\sigma_m = \sigma_A + \sigma_{тор} + \sigma_{кр}$ .

Для оценки принимается большее значение.

Для приближенных расчетов можно принимать

$$\sigma_m \cong \sigma_A.$$

Амплитуда напряжений ( $\sigma_v$ ) определяется при движении машины с транспортной скоростью (см. 7.2.2.2).

Нормативный коэффициент запаса прочности равен 1,5.

Если известен экспериментальный предел выносливости для рамы тележки, то коэффициент запаса прочности можно определить по формуле (18).

В этом случае нормативный коэффициент запаса прочности для транспортного режима принимается более низким, равным 1,4.

7.4.3 Если для рамы тележки установлен ограниченный срок службы, она рассчитывается на долговечность, как указано в 7.2.2.3. Вероятность разрушения - 0,02.

#### 7.5 Рама тележки. Рабочий режим

7.5.1 В рабочем режиме для оценки статической прочности рамы тележки напряжения от постоянной статической нагрузки (нагрузки группы А) суммируются с динамической составляющей напряжений. Допускаемое напряжение  $0,55\sigma_T$ . Условие прочности:

$$\sigma_a + \sigma_v^{раб} \leq 0,55\sigma_T, \quad (36)$$

где  $\sigma_v^{раб}$  - величина амплитуд переменных напряжений от рабочих нагрузок.

7.5.2 Запас прочности в отношении предела выносливости определяется по формуле (13).

Величины  $\sigma_m$  и  $\sigma_v$  в рабочем режиме определяются фактическим напряжением с учетом напряжений от статических нагрузок ( $\sigma_a$ ).

Нормативный коэффициент запаса прочности для рабочего режима равен 1,5.

7.5.3 Если известен экспериментальный предел выносливости, то запас прочности находится по формуле (18), а нормативный запас принимается равным 1,4.

7.5.4 Расчет на долговечность в рабочем режиме проводится аналогично приведенному в 7.2.2.3. Вероятность разрушения 0,02.

#### 7.6 Главные рамы и рамы тележек. Экстремальные режимы

Вывод о достаточной прочности рам в этих режимах делается путем

сравнения полученных напряжений с допускаемыми напряжениями, равными  $0,9\sigma_T$ .

7.7 Элементы крепления оборудования и предохранительные устройства

7.7.1 Транспортный режим

7.7.1.1 При оценке прочности элементов крепления оборудования на главной раме напряжения, полученные по 5.6.2.1 сравниваются с допускаемыми, равными  $0,9\sigma_T$ .

7.7.1.2 При расчете по п.5.6.2.2 статическая прочность оценивается по допускаемому напряжению  $0,65\sigma_T$ , усталостная прочность — по коэффициенту запаса прочности  $n \geq 1,5$ .

7.7.1.3 При расчете элементов крепления оборудования на раме тележки статическая прочность оценивается по допускаемому напряжению  $0,55\sigma_T$ , усталостная прочность — по коэффициенту запаса прочности  $n \geq 1,5$ .

7.7.1.4 При оценке по долговечности вероятность разрушения принимается равной 0,02.

7.7.2 Рабочий режим

7.7.2.1 Оценка по статической прочности

Напряжения в элементах крепления рабочих органов под действием статических нагрузок, возникающих при выполнении машиной рабочих операций, сравниваются с допускаемыми по условию

$$\sigma_{\text{раб}} \leq [\sigma]. \quad (37)$$

Допускаемыми значениями напряжений являются:

для элементов на главной раме  $[\sigma] = 0,65\sigma_T$ ,

для элементов на раме тележки  $[\sigma] = 0,55\sigma_T$ .

7.7.2.2 В зависимости от характера действующих нагрузок в рабочем режиме возможна оценка по усталости по формуле (13). Минимальный запас прочности должен быть равным 1,3 и 1,5 соответственно для элементов на главной раме и раме тележки.

7.7.2.3 При оценке элементов крепления по долговечности вероятность разрушения принимается равной 0,1.

7.7.3 Предохранительные устройства, рассчитанные по 5.6.5, оцениваются по допускаемому напряжению  $0,9\sigma_T$ .

7.7.4 Расчет соединений (сварных, болтовых, заклепками) на прочность деталей крепления и предохранительных устройств рабочих органов путевых машин производится в соответствии с нормами [2].

7.8 В таблице 2 приведены нормируемые значения запасов прочности, допускаемых напряжений и вероятностей разрушения.

Таблица 2

| Режимы<br>нагрузки                                 | Показатели прочности                                                 |                |                 |                                                                         |                                        |
|----------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------|----------------|-----------------|-------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------|
|                                                    | Наименование                                                         | Величина       |                 |                                                                         |                                        |
|                                                    |                                                                      | Главн.<br>рама | Рама<br>тележки | Элементы крепления<br>оборудования и<br>предохранительные<br>устройства |                                        |
|                                                    |                                                                      |                |                 | главн.<br>рама                                                          | рама теле-<br>жки и ходо-<br>вая часть |
| 1                                                  | 2                                                                    | 3              | 4               | 5                                                                       | 6                                      |
| Продольное<br>нагружение<br>по оси авто-<br>сцепок | Допускаемое<br>напряжение $[\sigma]$                                 | $0,9\sigma_T$  | -               | $0,9\sigma_T$                                                           | $0,9\sigma_T$                          |
| Транспо-<br>ртный                                  | Допускаемое<br>напряжение $[\sigma]$                                 | $0,65\sigma_T$ | $0,55\sigma_T$  | $0,65\sigma_T$                                                          | $0,55\sigma_T$                         |
|                                                    | Минимальный ко-<br>эффициент запаса<br>прочности $[n]$               | 1,5/1,4        | 1,5/1,4         | 1,5                                                                     | 1,5                                    |
| Рабочий                                            | Вероятность раз-<br>рушения в тече-<br>ние заданного<br>срока службы | 0,02           | 0,02            | 0,02                                                                    | 0,02                                   |
|                                                    | Допускаемое<br>напряжение $[\sigma]$                                 | $0,65\sigma_T$ | $0,55\sigma_T$  | $0,65\sigma_T$                                                          | $0,55\sigma_T$                         |
|                                                    | Минимальный ко-<br>эффициент запаса<br>прочности $[n]$               | 1,3/1,2        | 1,5/1,4         | 1,3                                                                     | 1,5                                    |
|                                                    | Вероятность разру-<br>шения в течение<br>заданного срока<br>службы   | 0,1            | 0,1             | 0,1                                                                     | 0,1                                    |

| 1                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                               | 2 | 3             | 4             | 5             | 6             |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|---|---------------|---------------|---------------|---------------|
| Экстремальные режимы - выкатка колесной пары, опирание кузова на домкраты, аварийный подъем одной стороны машины вместе с тележкой за лобовой брус или автосцепку, подъем машины краном при погрузке, подъем груза при неработающих аутригерах (у железнодорожных кранов) и т.п.                                                                                                                                                                                                                                |   | $0,9\sigma_T$ | $0,9\sigma_T$ |               |               |
| Предохранительные устройства                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                    |   |               |               | $0,9\sigma_T$ | $0,9\sigma_T$ |
| <p>Примечание - Минимальный коэффициент запаса прочности, указанный в числителе, применяется при использовании формулы (13) и предела выносливости стандартного образца; коэффициент запаса прочности, указанный в знаменателе, применяется при использовании формулы (18) и предела выносливости детали, определенного экспериментально при стендовых испытаниях</p> <p>- Допускаемые напряжения в зависимости от материала, рассматриваемого элемента конструкции выбираются по данным, приведенным в [2]</p> |   |               |               |               |               |

# Приложение А (обязательное)

## Построение вторичной кривой усталости

Обычно кривые усталости строятся для регулярного нагружения детали постоянной амплитудой напряжения (такую кривую усталости назовем первичной). Если деталь, как это бывает обычно в действительности, нагружается блоком напряжений различной амплитуды, то можно для детали получить так называемую вторичную кривую усталости [5], характеризующую количество циклов до разрушения детали при нагружении ее заданным блоком, включающим напряжения различной амплитуды. При этом каждому виду блока нагружения соответствует своя вторичная кривая усталости.

Предположим, что деталь нагружается блоком с параметрами:

|                   |        |
|-------------------|--------|
| $\sigma_{a \max}$ | $t_1$  |
| $\sigma_{a2}$     | $t_2$  |
| $\sigma_{a3}$     | $t_3$  |
| $\sigma_{a4}$     | $t_4$  |
| $\sigma_{a5}$     | $t_5$  |
| $\sigma_{a6}$     | $t_6,$ |

- где  $\sigma_{a \max}, \sigma_{a2}, \dots$  - амплитуда напряжений блока ( $\sigma_{ai} < \sigma_{a \max}$ ), причем часть амплитуд напряжений должна превышать предел выносливости детали  $\sigma_{-1d}$ ;
- $t_1, t_2, \dots$  - отношение количества циклов амплитуды  $\sigma_{ai}$  к суммарному количеству циклов (относительная частота повторяемости).

Амплитуды, превышающие предел выносливости, будут вызывать повреждение детали, и через некоторое количество циклов наступит ее разрушение. В соответствии с принятой линейной гипотезой суммирования усталостных повреждений условие разрушения принимает вид (20). Определим суммарное количество циклов нагружения (заданным блоком), после которого наступит разрушение ( $N_{\text{сум}}$ ).

Рассмотрим случай, когда первичная кривая усталости аппроксимируется в логарифмических координатах двумя прямыми: наклонной и горизонтальной; уравнение наклонной прямой

$$\sigma_{ai}^m N_i = \sigma_{a1}^m N_G = \text{const}, \quad (\text{A.1})$$

Преобразуем выражение (19):

$$n_i = N_{\text{сум}} t_i. \quad (\text{A.2})$$

Из выражения (А.1) получим

$$N_i = N_G \frac{\sigma_{-1d}^m}{\sigma_{ai}^m}, \quad (\text{А.3})$$

Подставив выражения (А.2) и (А.3) в (20), получим формулу (21)

Таким образом получим суммарное количество циклов  $N_{\text{сум}}$ , после которого происходит разрушение детали, нагруженной заданным блоком напряжений и имеющей усталостную характеристику, заданную уравнением (А.1). Если за основную характеристику блока напряжений принять напряжение максимальной ступени  $\sigma_{a \max}$ , то получим одну из точек вторичной кривой усталости с координатами  $\sigma_{a \max}$  и  $N_{\text{сум}}$

Остальные точки вторичной кривой усталости получаются следующим образом. Считается, что отношения  $\frac{\sigma_{ai}}{\sigma_{a \max}}$  и относительные частоты

повторяемости  $t_i$  в блоке нагружения остаются неизменными. Меняя величину  $\sigma_{a \max}$  (амплитуду напряжения максимальной ступени), аналогично вышеизложенному получим соответствующие значения  $N_{\text{сум}}$ . При этом надо следить, чтобы под знак суммы попадали все значения  $\sigma_{ai}$ , превышающие  $\sigma_{-1d}$ . Таким образом получается вторичная кривая усталости в координатах  $\sigma_{a \max} - N_{\text{сум}}$ , соответствующая заданному блоку нагружения и первичной кривой усталости.

Для удобства вычислений в работе [6] рекомендуется напряжения выражать через предельный коэффициент нагруженности по формуле (23)

Тогда выражение (21) принимает вид (24)

Это уравнение вторичной кривой усталости в координатах  $\frac{N_{\text{сум}}}{N_G}$  и  $n_p$ .

Первичная и вторичная кривые усталости в относительных координатах представлены на рисунке 2.

## Приложение Б (рекомендуемое)

### Оценка долговечности в рабочем режиме главной рамы выправочно-подбивочно-рихтовочной машины

Расчет проводим по методике, изложенной в работе [6], в основу расчета положена линейная гипотеза суммирования повреждений.

Определим исходные данные для расчета. Суммарное количество циклов за назначенный срок службы

$$N_{\text{сум}} = L \cdot b \cdot S = 20 \cdot 920 \cdot 200 = 3,68 \cdot 10^6 \text{ циклов} \approx 4 \cdot 10^6 \text{ циклов,}$$

где  $L = 20$  лет - назначенный срок службы;

$b = 920$  циклов/км - количество циклов на 1 км при эюре шпал  
1840 шт/км;

$S = 200$  км/год - количество километров пути, пробитого машиной за 1 год.

На основании испытаний натурных деталей такого класса принимаем:

$\sigma_{-1д} = 30$  МПа - предел выносливости детали;

$N_G = 6 \cdot 10^6$  - число циклов, соответствующее перелому кривой усталости;

$m = 5$  - показатель степени наклонной ветви кривой усталости;

$v_{\sigma_{-1д}} = 0,1$  - коэффициент вариации предела выносливости.

Как показывают расчеты рам таких машин, напряжения в большинстве несущих элементов определяются, в основном, усилиями подъема. Поэтому в первом приближении можно считать, что блок напряжений в несущих элементах рамы подобен блоку усилий подъема, представленному в таблице Б.1.

Поскольку усилия подъема определяются в основном жесткостью рельсошпальной решетки и высотой ее подъема, полученный блок нагружения должен иметь сравнительно небольшое рассеяние. Поэтому принимаем коэффициент вариации максимальной ступени напряжений в блоке нагружения  $v_e = 0,1$ .

Таблица Б.1

| Усилие<br>подъема, кН | 90     | 110   | 130    | 150   | 170   | 190   | 210   | 230    | 250   |
|-----------------------|--------|-------|--------|-------|-------|-------|-------|--------|-------|
| Частость              | 0,1334 | 0,099 | 0,1598 | 0,285 | 0,229 | 0,056 | 0,033 | 0,0032 | 0,006 |

Проведем расчет для двух наиболее напряженных точек рамы (А и Б),

первая из которых расположена на хребтовой балке в районе подбивочных блоков, вторая - на боковой балке верхнего пояса в том же районе. При усилиях подъема 192 и 172,7 кН максимальные напряжения цикла в них составили соответственно 94 и 68,5 МПа. Усилия рихтовки при этом малы (7,8 и 26,7 кН соответственно) и на величину напряжений практического влияния не оказывают. Поскольку напряжения пропорциональны усилиям подъема, определяем величину максимальной ступени блока напряжений, соответствующей максимальной ступени блока усилий подъема 250 кН. Получаем соответственно для точки А максимальное напряжение цикла  $\sigma_{\max} = 122$  МПа, для точки Б  $\sigma_{\max} = 100$  МПа. Поскольку цикл отнулевой, получаем переменную и постоянную составляющие цикла для точки А  $\sigma_a = \pm 61$  МПа,  $\sigma_m = 61$  МПа, для точки Б  $\sigma_a = \pm 50$  МПа,  $\sigma_m = 50$  МПа. В соответствии с ГОСТ 25.101 эквивалентная амплитуда знакопеременного цикла

$$(\sigma_a)_{-1} = \sigma_a + \psi \sigma_m.$$

Для детали с концентрацией  $\psi_K = \frac{\psi}{K}$ .

Коэффициент концентрации  $k$  определяем как  $\frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{-1д}} = \frac{195}{30} = 6,5$ ,

где  $\sigma_{-1}$  - предел выносливости материала.

При  $\psi = 0,3$  получим  $\psi_K = \frac{0,3}{6,5} = 0,046$ .

Эквивалентные амплитуды знакопеременного цикла максимальной ступени блока напряжений составят:

$\sigma_{a \max} = 63,8$  МПа, для точки А;

$\sigma_{a \max} = 52,3$  МПа, для точки Б.

Остальные ступени напряжений считаем пропорциональными промежуточным значениям усилий, а частоты их повторений равными частотам повторений усилий (см. таблицу Б.1).

Воспользуемся формулой (24) вторичной кривой усталости в относительных координатах для линейной гипотезы суммирования повреждений. Подставив в нее  $N_{\text{сум}} = 4 \cdot 10^6$  циклов,  $N_G = 6 \cdot 10^6$  циклов,  $m = 5$ , значения  $t_i$

и  $\frac{\sigma_{ai}}{\sigma_{a \max}}$  из таблицы Б.1, получим  $n_p = 1,76$ . Определим действительные

коэффициенты нагруженности  $n = \frac{\sigma_{a \max}}{\sigma_{-1д}}$  и относительные коэффициен-

ты запаса  $\bar{n} = \frac{n_p}{n}$ . Получим для точки Б  $n = 1,74$ ,  $\bar{n} = 1,01$ , для точки А  $n = 2,12$ ,  $\bar{n} = 0,83$ .

Первичная и вторичная кривые усталости, значения  $n$  и  $n_p$  показаны на рисунке 2.

По формуле (25), подставив в нее  $v_{\sigma-1D} = v_e = 0,1$  и полученные значения  $\bar{n}$ , определим величины квантилей нормального распределения:

для точки Б  $U_p = -0,07$ ;

для точки А  $U_p = +1,308$ .

Соответствующие им вероятности разрушения составят для точки Б  $p = 47,2\%$ , для точки А  $p = 90\%$ .

Если задать допускаемую вероятность разрушения рамы в течение назначенного срока службы, то с помощью приведенного выше метода можно получить допускаемые значения относительных коэффициентов запаса  $\bar{n}$  и амплитуд напряжений.

Зададим вероятность разрушения  $p = 10\%$ , что для конструкций такого типа следует считать приемлемым. Соответствующий квантиль нормального распределения  $U_p = -1,28$ , относительный коэффициент запаса

$\bar{n} = 1,2$ , действительный коэффициент нагруженности  $n = \frac{n_p}{\bar{n}} = \frac{1,76}{1,2} = 1,47$ ,

соответствующее ему максимальное значение амплитуды цикла -  $\sigma_{a \max} = p\sigma_{-1D} = 1,47 \cdot 30 = 44$  МПа. Определим соответствующее этому знакопеременному напряжению составляющие отнулевого цикла.

Для положительного среднего напряжения при  $\psi_k = 0,046$  получим

$$\sigma_a = 41,9 \text{ МПа}; \sigma_m = 41,9 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\max} = \sigma_a + \sigma_m = 83,8 \text{ МПа}.$$

Для отрицательного среднего напряжения  $\psi = 0$

$$\sigma_a = 44 \text{ МПа}; \sigma_m = 44 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{\max} = \sigma_a + \sigma_m = 88 \text{ МПа}.$$

В результате такого расчета получена допускаемая величина амплитуды рабочего цикла нагружения машины применительно к замеренному блоку нагружения.

## Библиография

- 1 Технические требования на проектирование и изготовление сварных рам локомотивов. М: ВНИИЖТ, 1972
- 2 Нормы для расчета и проектирования новых и модернизируемых вагонов железных дорог МПС колеи 1520 (несамоходных). М: ВНИИВ-ВНИИЖТ, 1983
- 3 Новые путевые машины (Подбивочно-выправочные и рихтовачная ВПР-1200, ВПРС-500 и Р-2000). Под ред. Ю.П. Сырейщикова. М.: Транспорт, 1984
- 4 Вершинский С.М., Челноков И.И., Данилов В.Н., Динамика вагона. М. Транспорт, 1978
- 5 Когаев В.П., Махутов Н.А., Гусенков А.П. Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность. М.: Машиностроение, 1985
- 6 Когаев В.П. Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени. М.: Машиностроение, 1993
- 7 РТМ 27.040.74-86 Методика расчета напряженного состояния рам тележек тепловоза для оценки их прочности
- 8 Технические условия погрузки и крепления грузов. М. Транспорт, 1988
- 9 Р. Петерсон. Коэффициенты концентрации напряжений. Графики и формулы для расчета конструктивных элементов на прочность. "Мир". Москва, 1977
- 10 ТУ 25.06.1382-73 Тензорезисторы проволочные типа 2ПКБ-10-100В
- 11 СТП 14.28-84 Тензодатчики сопротивления. Технические условия

| УДК                                                                                                                                                                        | Т | ОКСТУ |
|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|---|-------|
| Ключевые слова. нормы прочности, путевые машины, главные рамы, рамы тележек, узлы крепления рабочих органов, напряжения, нагрузки, запас прочности, вероятность разрушения |   |       |

Научно-исследовательский институт тепловозов и путевых машин  
(ВНИТИ) МПС России

Зам.директора



Э.И.Нестеров

Отдел стандартизации,  
сертификации и комплексных  
нормативно-технических  
исследований

Зав.отделом



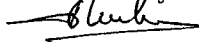
А.А.Рыбалов

И.о. зав.сектором стан-  
дартизации



Л.В.Ширкалин

Ведущий конструктор



В.Г.Шевченко

Отдел прочности

Зав.отделом



Э.С.Оганьян

Ведущий научный сотрудник



Б.Б.Бунин

Научный сотрудник

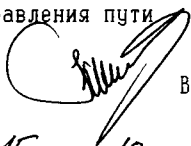


Т.Н.Енина

СОГЛАСОВАНО

Зам. начальника

Управления пути



В.Б.Каменский

" 15 " 10 1996г.



# МИНИСТЕРСТВО ПУТЕЙ СООБЩЕНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

г Москва, 107174, Н Басманная, 2

"11" 11 1996 г

№ К-9839

## У К А З А Н И Е

Начальникам управлений МПС  
(по списку)

Начальникам железных дорог МПС

Об утверждении и введении  
в действие ОСТ 32.62-96

Руководителям предприятий  
и организаций МПС  
(по списку)

С целью проведения единой технической политики при создании и эксплуатации подвижного состава, Министерство путей сообщения

### П Р И К А З Ы В А Е Т:

Утвердить и ввести в действие с 1 января 1997 года стандарт отрасли ОСТ 32.62-96 "Нормы прочности металлоконструкций путевых машин".

Приложение: ОСТ 32.62-96 на 36 листах.

Заместитель Министра



Н.Е.Аксенов