

СТАНДАРТ ОТРАСЛИ

Машины путевые

ОСИ КОЛЕСНЫХ ПАР

Методика расчета на прочность

Предисловие

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

ВНЕСЕН Департаментом пути и сооружений Министерства путей
сообщения Российской Федерации.

2 УТВЕРЖДЕН И ВВЕДЕН В ДЕЙСТВИЕ Указанием ИПС Российской Федерации N _____ от _____

3 ВЗАМЕН РД 24.040.64-84

Настоящий стандарт не может быть полностью или частично воспроизведен, тиражирован и распространен в качестве официального издания без разрешения МПС Российской Федерации

Содержание

1 Область применения.....	1
2 Нормативные ссылки.....	1
3 Общие положения.....	1
4 Расчетные режимы	2
5 Расчетные параметры.....	3
6 Пределы выносливости оси в расчетных сечениях.....	14
6.1 Пределы выносливости натуральных образцов.....	14
6.2 Пределы выносливости при отсутствии результатов испытаний натуральных образцов осей.....	
7 Определение расчетных нагрузок.....	21
7.1 Силы, оказывающие основное влияние на прочность.....	21
7.2 Силы, имеющие одинаковое выражение для всех расчетных схем.....	22
7.3 Силы, аналитическое выражение которых зависит от расчетной схемы.....	22
8 Расчет оси колесной пары при проектировании..	27
8.1 Расчетный изгибающий момент в сечениях.....	27
8.2 Допускаемые коэффициенты запаса сопротивления усталости.....	27
8.3 Определение диаметра оси вновь проектируемой путевой машины.....	28
9 Поверочный (уточненный) расчет оси	28
9.1 Коэффициенты запаса сопротивления усталости в различных сечениях оси.....	28
9.2 Меры по снижению концентрации давления.....	29
9.3 Оценка вероятности разрушения.....	29
Приложение А Режимы накатки опытных осей колесных пар.....	32
Приложение Б Гистограмма амплитуд напряжений в средней части оси колесной пары машины ПМГ-001 при движении на прямом участке пути со скоростью 86 км/ч..	33
Приложение В Пример поверочного расчета оси колесной пары в транспортном и рабочем режимах при применении в приводе тягового электродвигателя.....	34
Приложение Г Библиография.....	42

Машины путевые
ОСИ КОЛЕСНЫХ ПАР
Методика расчета на прочность .

Дата введения 1997-09-01

1 Область применения

Настоящий стандарт устанавливает методику расчета на прочность осей колесных пар путевых машин на стадиях проектирования, доводки и контроля при эксплуатации.

Стандарт распространяется на приводные и поддерживающие оси колесных пар путевых машин различного назначения на железнодорожном ходу.

В настоящем стандарте не рассматриваются перегрузочные режимы нагружения осей колесных пар путевых машин при выполнении рабочих операций без движения.

Стандарт является обязательным для организаций и предприятий Министерства путей сообщения Российской Федерации.

2 Нормативные ссылки

В настоящем стандарте использованы ссылки на следующие стандарты:

ГОСТ 25.507-85 Расчеты и испытания на прочность в машиностроении. Методы испытаний на усталость при эксплуатационных режимах нагружения. Общие требования

ГОСТ 3281-93 Оси локомотивные железных дорог широкой колеи. Технические условия

ГОСТ 4728-89 Заготовки осевые для подвижного состава железных дорог колеи 1520 мм. Технические условия

3 Общие положения

Оси колесных пар относят к наиболее ответственным узлам экипажной части, воспринимающим динамические усилия взаимодействия между колесной парой и рельсами, определяющим безопасность движения на железных дорогах МПС.

Расчет оси колесной пары производят на усталостную прочность от деформаций изгиба в вертикальной плоскости. Влияние на прочность изгиба оси в горизонтальной плоскости, продольного сжатия, перерезывающих сил, кручения незначительно и в стандарте не рассматривают.

Стандарт содержит формулы для определения расчетных нагрузок, геометрических размеров, напряженного состояния, запасов прочности сопротивления усталости, пределов выносливости натуральных осей. Стандарт позволяет выполнить следующие виды расчетных исследований:

- проектный расчет оси колесной пары при создании новой путевой машины;
- поверочный расчет после проведения исследовательских динамико-прочностных испытаний опытного образца;
- исследовательский расчет оси, получившей повреждение, с анализом условий эксплуатации.

В стандарте нормированы:

- расчетные режимы;
- минимальные значения пределов выносливости в расчетных сечениях;
- минимально допустимые коэффициенты сопротивления усталости.

4 Расчетные режимы

4.1 Расчетными являются режимы передвижения путевой машины в составе поезда или самоходом с конструкционной или максимально разрешенной скоростью, определяющие пробег за срок службы путевой машины, характеризующиеся возникновением наибольших переменных напряжений в оси, нагрузок и ускорений, принимаемых в расчетах настоящего стандарта.

4.2 Транспортный режим - режим движения путевой машины с конструкционной или максимальной разрешенной скоростью по участкам магистральных путей МПС. Осуществляют локомотивом в составе поезда или самоходом. Ориентировочный пробег машины за срок службы - 80 тыс.км.

4.3 Режим движения путевой машины с локомотивом или самоходом от места базирования к месту выполнения рабочих операций и обратно. Ориентировочный пробег машины в этом режиме за срок службы - 500 тыс. км.

4.4 Рабочие режимы - режимы движения путевой машины с локомотивом или самоходом по ремонтируемым или вновь укладываемым путям в процессе выполнения рабочих операций. Ориентировочный пробег машины

в этом режиме за срок службы около 3 тыс. км.

4.5 Число циклов нагружения в каждом из режимов определяют по формуле

$$\bar{n} = \frac{S \cdot 10^6}{\pi \cdot D} \sum_i \alpha'_i, \quad (1)$$

где S - пробег машины в соответствующем режиме, тыс. км;

D - номинальный диаметр ходового колеса по кругу катания, м;

α'_i - относительная протяженность соответствующего элемента профиля пути за срок службы оси колесной пары.

i - количество элементов продольного профиля пути, учитываемых в расчете (кривые участки радиусов R , прямые, стрелочные переводы).

4.6 При расчете и оценке прочности оси конкретной путевой машины необходимо учитывать нагруженность оси во всех характерных для этой машины режимах работы, в том числе не указанных в настоящем стандарте или действующих временно. Такие расчеты необходимо производить по соответствующим методикам.

5 Расчетные параметры

Значения параметров и коэффициентов, их обозначения, наименования, формулы для расчета оси, единицы измерения, необходимые для расчета оси путевой машины указаны в таблице 1.

Таблица 1

Обозначение	Единица измерения	Наименование, расчетная формула
Q	H	Статическая нагрузка от колесной пары на рельсы Принимают при полной служебной экипировке или загрузке путевой машины для наиболее нагруженной тележки с учетом плюсовых допусков на отклонение этой нагрузки:
Q_t	H	в транспортном прицепном режиме;
Q_c	H	в транспортном самоходном режиме;
Q_{pc}	H	в рабочем самоходном режиме;
Q_{rp}	H	в рабочем прицепном режиме

Обозначение	Единица измерения	Наименование, расчетная формула
U	м/с	Скорость передвижения:
U _{тр}	м/с	скорость транспортная в составе поезда;
U _{тр.с}	м/с	скорость транспортная самоходом;
U _р	м/с	скорость рабочая
F _{рс.с}	Н	Сила тяги путевой машины соответственно в рабочем и в транспортном режиме
F _{рс.с}	Н	Сила тяги при движении самоходом соответственно в рабочем и в транспортном режиме, приходящаяся на одну ось
		$F_{рс.с} = \frac{F_{рс.с}}{Z} \quad (2)$
Z	-	Число движущих осей
D	м	Диаметр колеса
k _h	-	Коэффициент рамного давления Равен отношению рамного давления (U_р) к номинальной статической нагрузке от колеса на рельс (Q/2) $k_h = \frac{2U_r}{Q} \quad (3)$ Принимают: - в режимах движения со скоростями выше 11 м/с (40 км/ч) - от 0,3 до 0,4; - в режимах движения со скоростями менее 11 м/с (40 км/ч) - от 0,2 до 0,25
k _v	-	Коэффициент вертикальной динамики. Равен отношению дополнительной вертикальной нагрузки на буксу, возникающей при колебаниях наддрессорного строения (с учетом сил демпфирования) от прохождения неровностей пути, к статической нагрузке на буксу. Принимают: - в режимах движения со скоростями выше 11 м/с (40 км/ч) - от 0,2 до 0,4;

Обозначение	Единица измерения	Наименование, расчетная формула
δ	-	- в режимах движения со скоростями менее 11 м/с (40 км/ч) - до 0,25 Коэффициент вертикальной амортизации. Равен отношению веса подрессоренных частей, приходящихся на буксу, к статической нагрузке от колеса на рельс $\delta = \frac{2Ps}{Q} \quad (4)$
■	-	Принимают по данным конструкции проектируемой путевой машины в пределах от 0,65 до 0,9 Коэффициент веса буксового узла Равен отношению веса буксы и жестко связанных с ней частей (P_0) к весу подрессоренных частей, приходящемуся на буксу $\blacksquare = \frac{2P_0}{\delta \cdot Q} \quad (5)$
j_h	-	Учитывают вес корпуса буксы, подшипников, буксовой шейки и деталей подвешивания (балансиры, частично рессоры и пружины, опирающиеся на буксы). Коэффициент поперечного горизонтального ускорения колесной пары Равен отношению горизонтального поперечного ускорения колесной пары, возникающего при прохождении горизонтальных неровностей пути, к ускорению силы тяжести Определяют по формуле $j_h = 0,475 + 0,744 \frac{V}{\sqrt{(1-\delta)Q}} \quad (6)$
j_v	-	Коэффициент вертикального ускорения буксы Равен отношению вертикального ускорения буксы, возникающего при прохождении колесной парой вертикальных неровностей пути, к ускорению силы тяжести Определяют по формуле $j_v = 5,45 + 13,53 \frac{V}{\sqrt{(1-\delta)Q}} \quad (7)$
j_T	-	Коэффициент вертикального ускорения рамы с тяговым электродвигателем, тягового электродвигателя или осевого редуктора

Обоз- наче- ние	Еди- ница изме- рения	Наименование, расчетная формула
		Равен отношению вертикального ускорения рамы и механизма передвижения, тягового электродвигателя или осевого редуктора на месте опоры этих узлов на ось колесной пары к ускорению силы тяжести. Ускорения возникают при прохождении колесной парой вертикальных неровностей пути
K_c	-	$j_T = 0.5 \cdot j_V$ Коэффициент центробежной силы $K_c = 0.05$
K_w	-	Коэффициент ветровой нагрузки $K_w = 0.05$
f	-	Коэффициент трения колес о рельсы $f = 0.25$
$\frac{h_c}{l_1}$	-	Отношение высоты расположения центра тяжести над-рессорного строения над центрами колес (h_c) к расстоянию между серединами буксовых шеек (l_1) Принимают по данным конструкции в пределах от 0,6 до 0,8
k	-	Поправочный коэффициент, учитывающий перегруз рессорного подвешивания от крена надрессорного строения Определяют по формуле $k = \frac{1}{1 - 4 \cdot \frac{h_c}{l_1} \cdot \frac{F_s}{l_1}} \quad (8)$
F_s	м	Статическая осадка рессорного подвешивания
G_{kp}	кг	Масса колесной пары
P_o	кг	Масса буксового узла
G	кг	Масса оси колесной пары
G_o	кг	Масса части оси, заключенной между плоскостями кругов катания колес

Обозначение	Единица измерения	Наименование, расчетная формула
G_w	кг	Масса колеса
G_r	кг	Масса осевого редуктора (без ведомой шестерни)
G_z	кг	Масса ведомой шестерни осевого редуктора
J_p	кгм ²	Момент инерции ротора (якоря) тягового электродвигателя относительно оси вращения $J_p \approx \frac{1}{2} \cdot \frac{G_p}{g} \cdot r_p^2 \quad (9)$
r_z	м	Радиус ведущей шестерни осевого редуктора
i	-	Передаточное число осевого редуктора Равно отношению числа оборотов ведущей шестерни тягового электродвигателя (или ведущей шестерни последней ступени осевого редуктора) к числу оборотов ведомой шестерни
G_p	кг	Вес ротора (якоря) тягового электродвигателя
r_p	м	Радиус ротора (якоря) тягового электродвигателя
r_r	м	Радиус инерции рамы с электродвигателем (без ротора (якоря) электродвигателя) относительно оси подвешивания двигателя к раме тележки, определяют по формуле $r_r = \sqrt{\frac{J_r \cdot g}{G_r^2}} \quad (10)$
J_r	кгм ²	Момент инерции рамы с электродвигателем при повороте относительно оси подвешивания

Расчетные схемы осей колесных пар для различных путевых машин указаны на рисунках 1, 2, 3, 4, 5, 6.

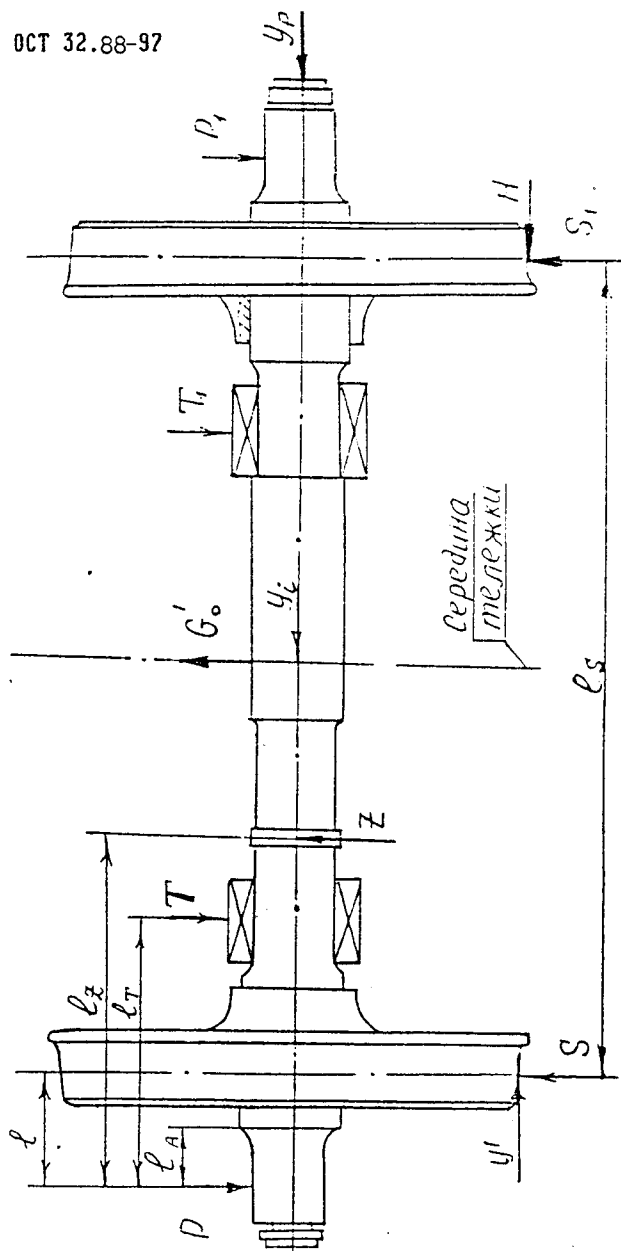


Рисунок 1 – Схема действия нагрузок на ось колесной пары машины МПД2, КДЭ

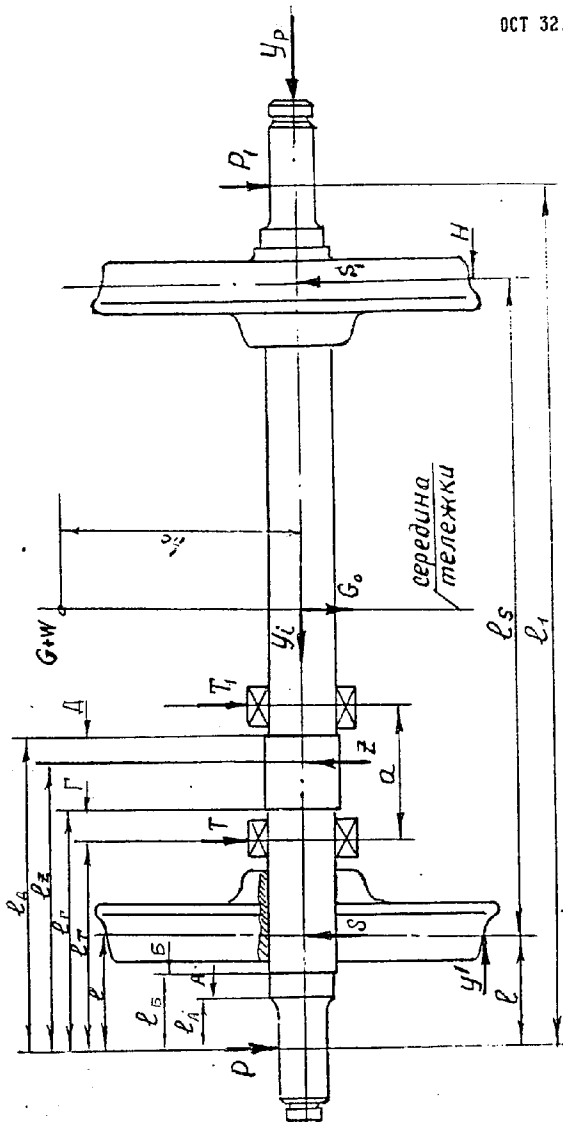
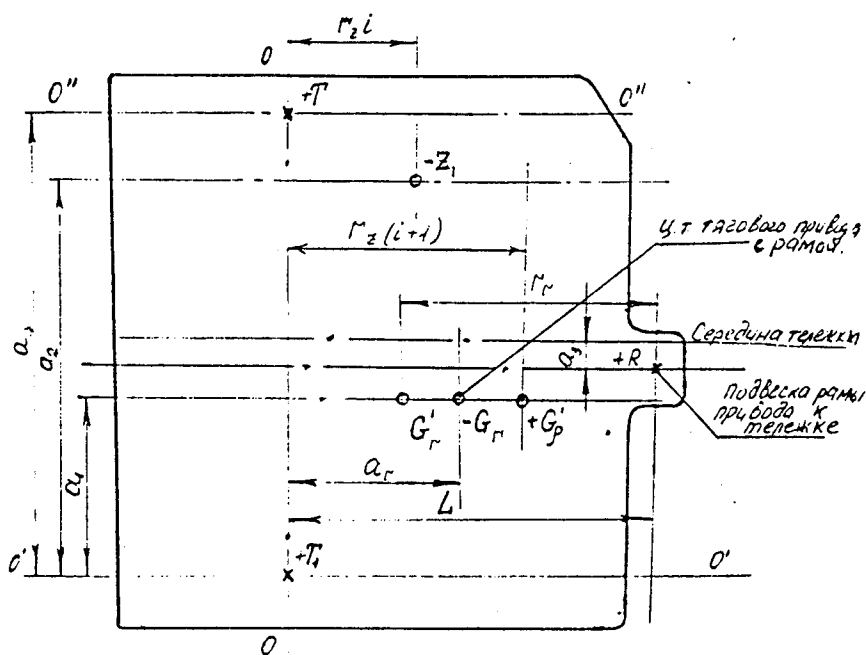


Рисунок 2 - Схема действия нагрузок на ось колесной пары и
расположение расчетных сечений для машин УК, ПМГ



где $Z_1 = F \cdot \frac{r}{r_2 \cdot i} + \frac{J_p \cdot j_T \cdot (i+1)g}{L \cdot r_2}$ — усилие, действующее на зуб ведущей шестерни;

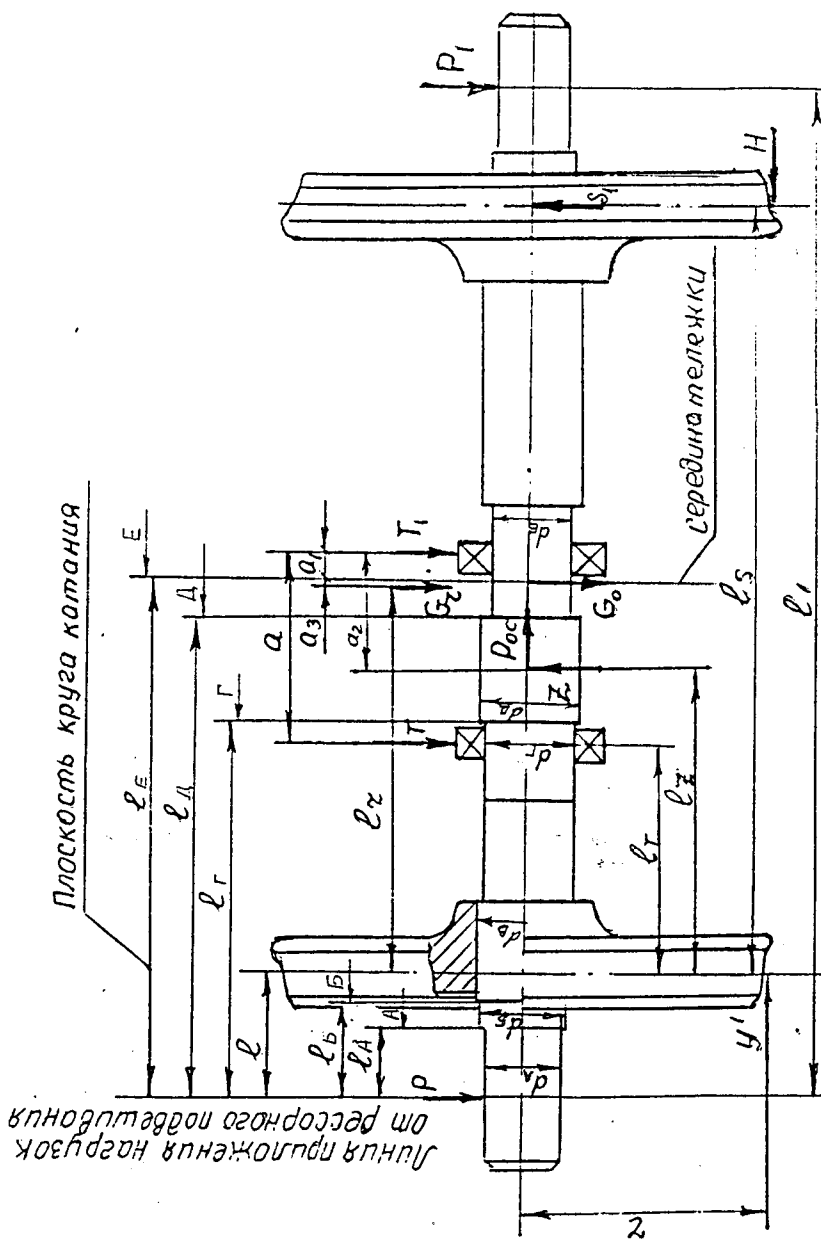
$G_r' = G_r^s \cdot j_r \cdot \frac{r_r}{L}$ — сила инерции рамы привода при повороте ее вокруг точки подвешивания к раме тележки;

$G_p = G_p \cdot j_T \cdot [1 - \frac{r_2(i+1)}{L}]$ — сила инерции ротора тягового двигателя при его поступательном перемещении

"х" и "о" — точки приложения соответственно реакций связей и действующих сил.

"+" и "-" — направление сил соответственно вверх и вниз

Рисунок 3 — Схема действия вертикальных сил на раму тягового привода



ОСТ 32.88-97.

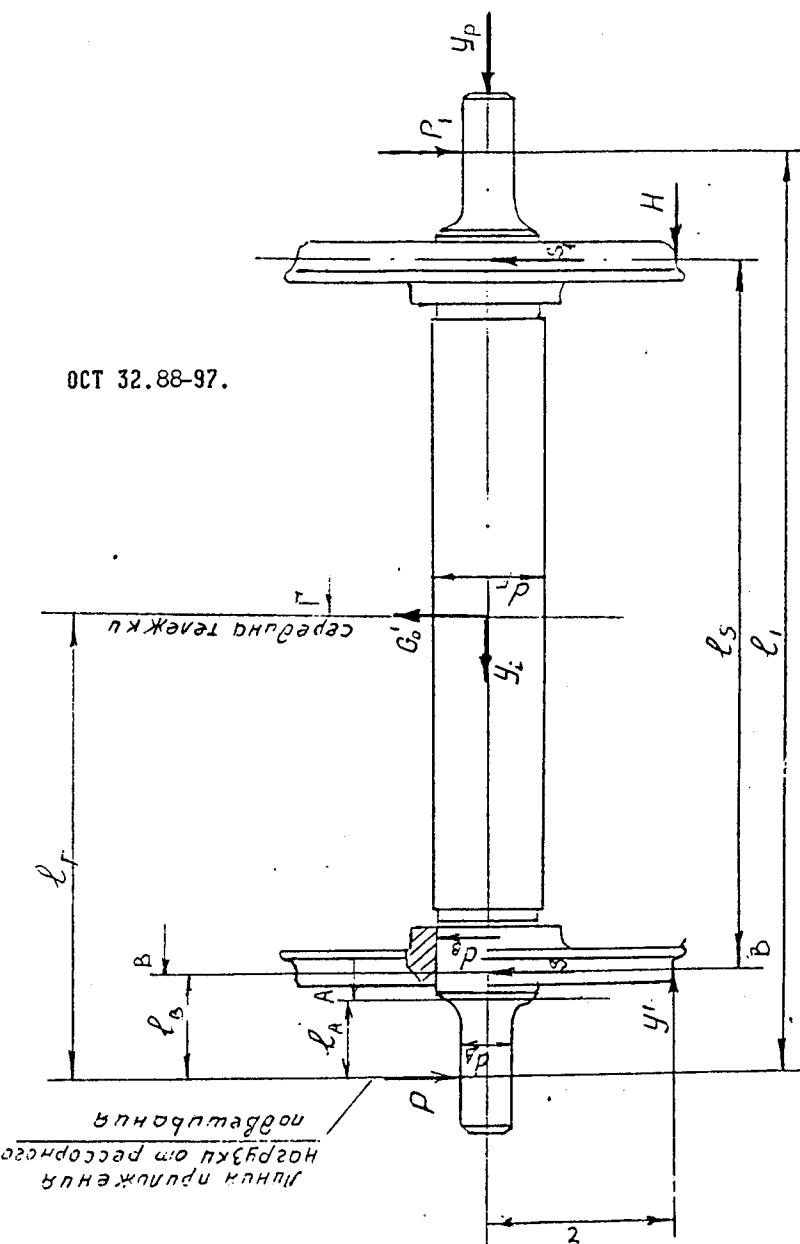


Рисунок 5 - Схема действия нагрузок на ось колесной пары поддерживающей оси и расположение расчетных сечений

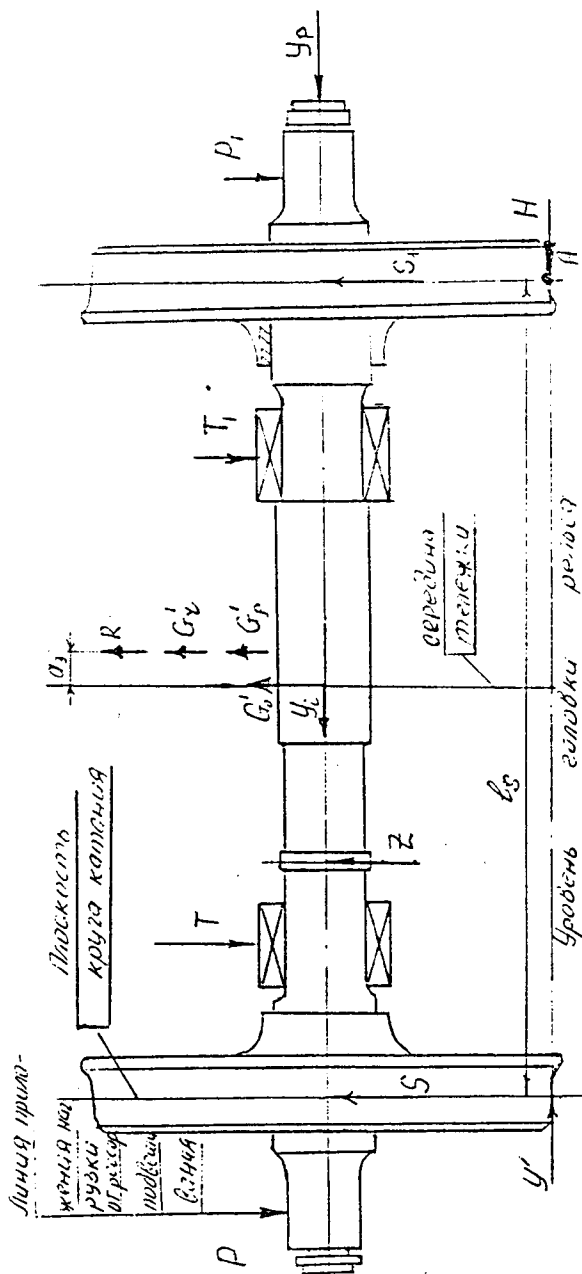


Рисунок 6 – Схема действия вертикальных сил на ось колесной пары с двигателем

6 Пределы выносливости оси в расчетных сечениях

6.1 Пределы выносливости натуральных образцов

6.1.1 Оси колесных пар путевых машин изготавливают из специальной осевой стали ОсЛ по ГОСТ 4728 и ГОСТ 3281.

Пределы выносливости оси рекомендуется определять на основании испытаний на усталость полномасштабных натуральных образцов, изготовленных из материала, соответствующего стандарту на осевую сталь, с обеспечением идентичности образца и действительной оси по геометрии рассматриваемой и прилегающих зон оси, упрочняющей технологии, материалу насаживаемых деталей, если таковые есть, величине натяга в соединении, способу насадки на ось.

6.1.2 Для осей, изготовленных из осевой стали по ГОСТ 4728, упрочненных накаткой роликами в соответствии с ГОСТ 3281 и по инструкции, согласованной с МПС России, пределы выносливости в некоторых расчетных сечениях должны быть не менее указанных в таблице 2. Приведенные значения получены при усталостных испытаниях осей натуральных размеров (приложение А).

Таблица 2

Часть оси, к которой относится расчетное сечение	Сечение по схеме	Значение предела выносливости, σ_{-1D} , МПа
Буксовая шейка	А	145
Предподступичная часть	Б	145
Подступичная часть	В	140
Заподступичная часть и средняя части оси.	Г, Д, Е	160

При рациональном конструировании и применении оптимальных режимов накатывания или других способов упрочнения могут быть получены и более высокие значения пределов выносливости.

Пределы выносливости полых осей принимают такими же, как и для сплошных, если диаметр внутреннего продольного отверстия оси - не более половины наружного диаметра.

6.2 Пределы выносливости при отсутствии результатов испытаний натуральных образцов осей

6.2.1 В случае, когда концентратором напряжения является галтель

$$(\sigma_{-1})_N = \frac{\sigma_{-1} \cdot \epsilon_\sigma \cdot \beta \cdot k}{1 + \zeta[(k_\sigma)_0 - 1]} = \frac{\sigma_{-1} \cdot \epsilon_\sigma \cdot \beta \cdot k}{\alpha}, \quad (11)$$

где (σ_{-1}) – предел выносливости на изгиб материала оси, полученный при испытаниях стандартного лабораторного образца. При диаметре образца, изготовленного из осевой стали по ГОСТ 4728, не более 10 мм – равен от 235 до 255 МПа;

ϵ_σ – коэффициент влияния на предел выносливости материала абсолютных размеров сечения оси (рисунок 7);

β – коэффициент влияния на предел выносливости материала качества обработки поверхности (рисунок 8). При тонком точении и шлифовании, применяемых при окончательной обработке осей, принимают равным 0,9;

ζ – коэффициент влияния на предел выносливости отношения сопрягаемых диаметров оси (рисунок 9);

$(k_\sigma)_0$ – эффективный коэффициент концентрации напряжений в расчетном сечении, зависящий от величины относительной галтели (рисунок 9);

α – суммарный эффективный коэффициент концентрации, зависящий от величины относительной галтели и отношения сопрягаемых диаметров. Определяют по номограмме (рисунок 9);

k – коэффициент влияния на предел выносливости упрочняющей технологии. При применении накатки роликами k принимают в пределах от 1,2 до 1,4 для галтельной зоны перехода.

6.2.2 При отсутствии концентрации напряжений (цилиндрическая часть оси)

$$(\sigma_{-1})_N = \sigma_{-1} \cdot \epsilon_\sigma \cdot \beta \cdot k, \quad (12)$$

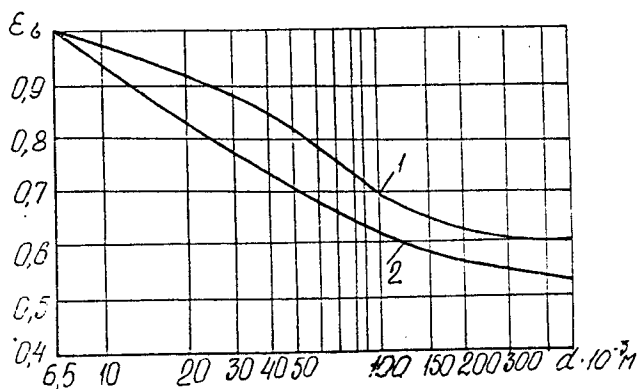
где $k = 1,2$.

Рекомендуется обязательное применение упрочняющей накатки роликами всей оси колесной пары, включая цилиндрические, галтельные и посадочные зоны, по оптимальным режимам.

6.2.3 В случае, когда концентратором напряжения является посадка с гарантированным натягом

$$(\sigma_{-1})_N = \frac{\sigma_{-1} \cdot K}{\left\{ \frac{k_\sigma}{\epsilon_\sigma} \right\}_0 \cdot \zeta' \cdot \zeta''}, \quad (13)$$

$\left\{ \frac{k_\sigma}{\epsilon_\sigma} \right\}_0$ – эффективный коэффициент концентрации напряжений при из-



1 - углеродистая сталь;

2 - легированная сталь

Рисунок 7 - Коэффициенты влияния абсолютных размеров сечения ϵ_σ на усталостную прочность

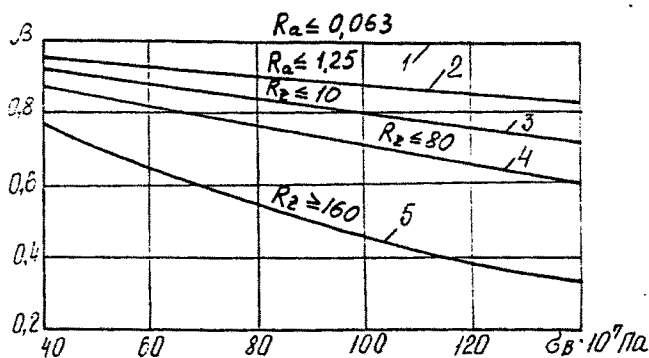


Рисунок 8 - Влияние состояния поверхности на предел выносливости

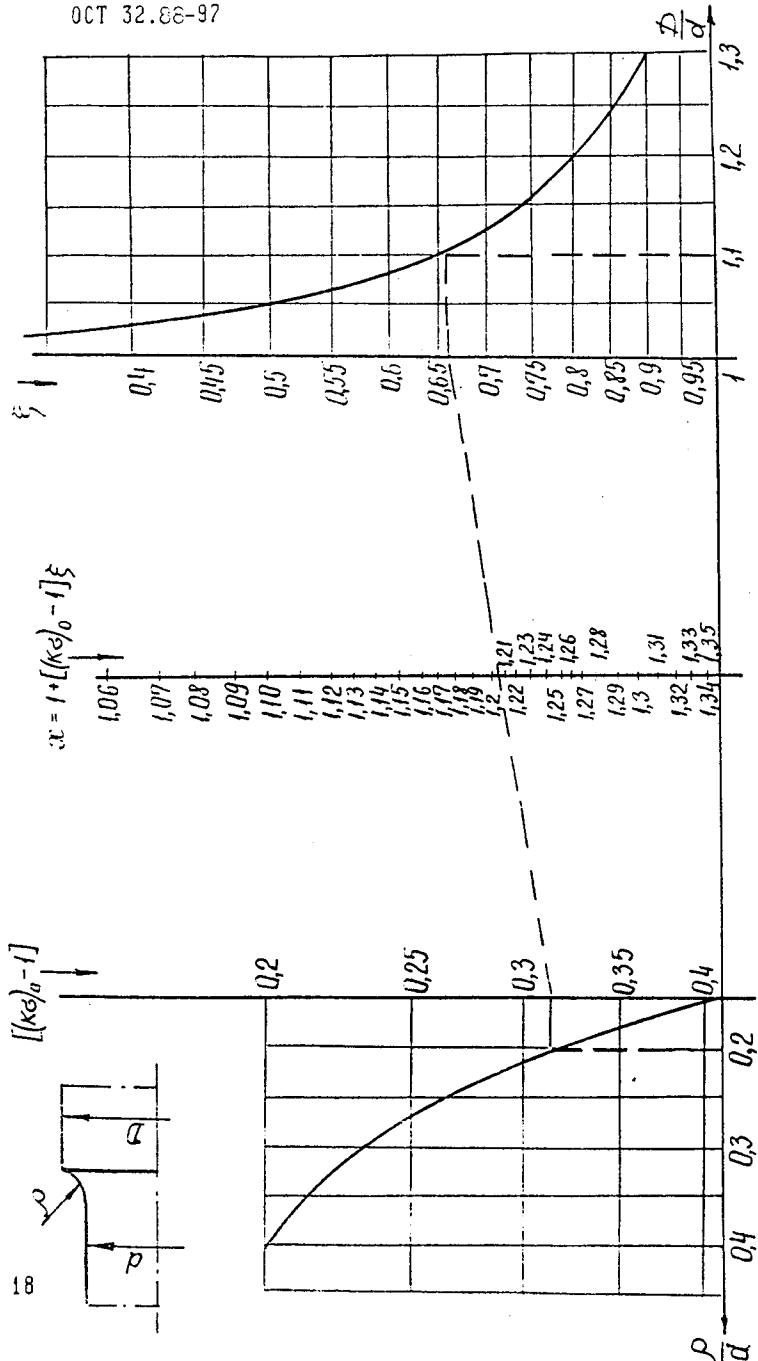
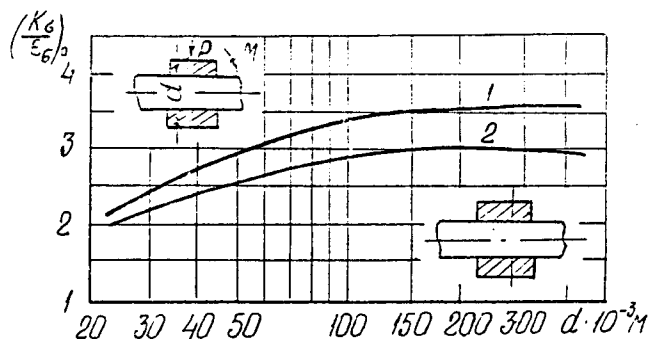


Рисунок 9 - Номограмма для определения коэффициента концентрации напряжений



$$\sigma_{\epsilon} = 490 \cdot 10^6 \text{ Па}; \quad P = 29,4 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

1 - через напрессованную деталь передается сила или момент;

2 - через напрессованную деталь не передается усилий

Рисунок 10 - Значение отношения коэффициентов $\left(\frac{K\sigma}{\epsilon\sigma}\right)_0$ для валов с напрессованными деталями при изгибе

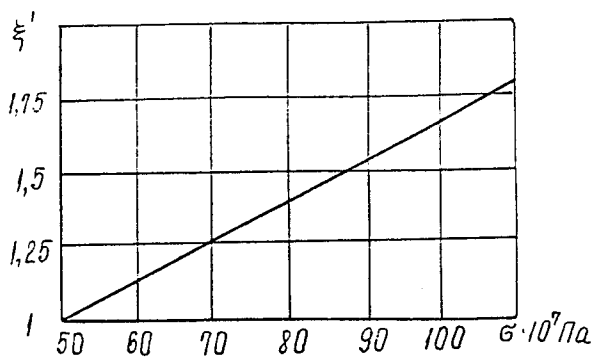


Рисунок 11 - Поправочный коэффициент ξ'

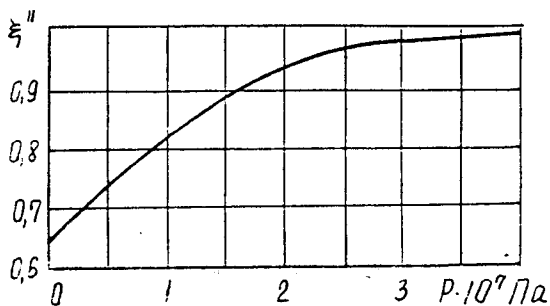


Рисунок 12 - Поправочный коэффициент ξ''

гибе вследствие напрессовки для удельного давления, большего 30 10 Па (рисунок 10);

γ' — поправочный коэффициент, учитывающий действительный предел прочности материала оси (рисунок 11);

γ'' — поправочный коэффициент, учитывающий величину действительного давления напрессовки (рисунок 12).

k — коэффициент влияния на предел выносливости в зоне посадки укрепляющей технологии. При применении накатки роликами подступичных частей осей k принимают в пределах от 2,0 до 2,5.

6.2.4 Когда концентратором напряжений является шпоночное соединение

$$(\sigma_{-1})_N = \frac{\sigma_{-1} \cdot \epsilon_\sigma \cdot k \cdot \rho}{k_\sigma}, \quad (14)$$

где коэффициенты ϵ_σ , ρ соответствуют указанным в 6.1;

k_σ — эффективный коэффициент концентрации напряжений в расчетном сечении, зависящий от формы и размеров шпоночного паза. $k_\sigma = 1,75$ при выполнении шпоночного паза пальцевой фрезой, $k_\sigma = 1,46$ при выполнении шпоночного паза дисковой фрезой.

Рекомендуется избегать применения шпоночных соединений в осях колесных пар путевых машин. В случае необходимости применения шпоночного соединения рекомендуется шпоночный паз выполнять после накатки оси роликами дисковой фрезой с увеличенными переходными радиусами в шпоночной канавке. Целесообразна накатка шпоночного паза, особенно угловых зон.

k — коэффициент влияния на предел выносливости применения укрепляющей накатки роликами; ориентировочно, до получения надежных экспериментальных данных принимать от 1,1 до 1,2.

7 Определение расчетных нагрузок

7.1 Силы, оказывающие основное влияние на прочность

Для расчета оси колесной пары на усталостную прочность в режимах, указанных в разделе 4, определяют наиболее невыгодное сочетание одновременно и длительно действующих нагрузок. На усталостную прочность оси основное влияние оказывают силы, действующие в вертикальной плоскости.

Учитывают 4 группы сил:

- боковое давление рельса на реборду набегавшего колеса;
- вертикальные статические нагрузки на буксовые шейки;
- динамические силы от колебаний надрессорного строения и необ-

рессоренных масс:

- тяговые силы и усилия в зубчатом зацеплении.

7.2 Силы, имеющие одинаковое выражение для всех расчетных схем

7.2.1 Боковое давление рельса на реборду набегающего колеса в режимах 4.2 и 4.3. определяют по формуле

$$y' = y_p + y_i + H = \frac{Q}{2} [k_h + 2j_h(1-\delta) + f]. \quad (15)$$

Боковое давление рельса на реборду набегающего колеса в рабочем режиме (4.4), определяют по формуле

$$y' = y_p + H = \frac{Q}{2} [k_h + f]. \quad (16)$$

где y_p - рамное давление (поперечное давление рамы на колесную пару), H ;

y_i - поперечная сила инерции колесной пары и жестко связанных с ней частей, возникающая при прохождении горизонтальных неровностей пути, H ;

H - поперечная составляющая силы трения внутреннего колеса о рельс, H .

7.2.2 Вертикальная нагрузка на буксовую шейку оси:

- при ускорении колесной пары, направленном вверх,

$$P = \frac{Q}{2} \delta [1 + k_v + m]_v + 2(k_c + k_w)k \frac{h_c}{l_1}; \quad (17)$$

- при ускорении колесной пары, направленном вниз,

$$P' = \frac{Q}{2} \delta [1 + k_v - m]_v + 2(k_c + k_w)k \frac{h_c}{l_1} = P - Q \cdot \delta \cdot m]_v. \quad (18)$$

7.3 Силы, аналитическое выражение которых зависит от расчетной схемы

7.3.1 Вертикальные нагрузки в сечениях оси, расположенных между плоскостями кругов катания колес, определяют при ускорении колесной пары, направленном вниз.

7.3.2 Расчетные схемы в соответствии с рисунками 1.2.3.

7.3.2.1 Вертикальная нагрузка от набегающего колеса, электродвигатель расположен на раме привода.

Транспортный прицепной режим в составе поезда

$$S_T = \frac{Q}{2} \left(\delta [1 + k_v - m]_v + 2(k_c + k_w)k \frac{h_c}{l_1} \left(1 + 2 \frac{l}{l_s} \right) \right) + \frac{r}{l_s} [k_h + 2j_h(1-\delta)] +$$

$$+G_r(1-\frac{a_r}{\ell})r(\frac{1}{2}-\frac{a_3}{\ell_s})-G_r j_T(\frac{r}{\ell})^2(\frac{1}{2}-\frac{a_3}{\ell_s})-G_p j_T[1-\frac{r_z(i+1)}{\ell}]^2 \times \quad (19)$$

$$\times (\frac{1}{2}-\frac{a_3}{\ell_s})-G_z(j_V-1)(1-\frac{\ell_z}{\ell_s})-\frac{G_o(j_V-1)-j_P j_T g(i+1)i}{\ell^2}(\frac{1}{2}-\frac{a_3}{\ell_s})$$

Примечание - Если в транспортном и прицепном режимах ротор тягового двигателя отключен и не вращается, то последнее слагаемое приравнивается нулю.

Транспортный самоходный режим

$$S_c = \frac{Q_c}{2} (\delta [1+k_w-m]j_V+2(k_c+k_w)k\frac{h_c}{\ell_s}(1+2\frac{\ell_p}{\ell_s})+\frac{r}{\ell_s}[k_h+2j_h(1-\delta)])- \\ -\frac{j_P j_T g(i+1)i}{\ell^2}(\frac{1}{2}-\frac{a_3}{\ell_s})+G_r(1-\frac{a_r}{\ell})(\frac{1}{2}-\frac{a_3}{\ell_s})-G_r j_T(\frac{r}{\ell})^2(\frac{1}{2}-\frac{a_3}{\ell_s})- \\ -G_p j_T[1-\frac{r_z(i+1)}{\ell}]^2 \times (\frac{1}{2}-\frac{a_3}{\ell_s})-F_c \frac{r}{\ell} \cos \bar{\alpha} (\frac{1}{2}-\frac{a_3}{\ell_s})-G_z(j_V-1)(1-\frac{\ell_z}{\ell_s})- \\ -\frac{G_o}{2}(j_V-1) \quad (20)$$

Рабочий самоходный режим

$$S_{pc} = \frac{Q_{pc}}{2} (\delta [1+k_V-m]j_V+2(k_c+k_w)k\frac{h_c}{\ell_s}(1+2\frac{\ell_p}{\ell_s})+\frac{r}{\ell_s}[k_h+2j_h(1-\delta)])- \\ -F_{pc} \frac{r}{\ell} \cos \bar{\alpha} (\frac{1}{2}-\frac{a_3}{\ell_s})+G_r(1-\frac{a_r}{\ell})(\frac{1}{2}-\frac{a_3}{\ell_s})-G_r j_T(\frac{r}{\ell})^2(\frac{1}{2}-\frac{a_3}{\ell_s})- \\ -G_p j_T[1-\frac{r_z(i+1)}{\ell}]^2 (\frac{1}{2}-\frac{a_3}{\ell_s})-G_z(j_V-1)(1-\frac{\ell_z}{\ell_s})-\frac{G_o(j_V-1)- \\ -\frac{j_P j_T g(i+1)i}{\ell^2}(\frac{1}{2}-\frac{a_3}{\ell_s})}{2} \quad (21)$$

В рабочем прицепном режиме второе слагаемое формулы (21) равно нулю

$$F_p \frac{r}{\ell} \cos \bar{\alpha} (\frac{1}{2}-\frac{a_3}{\ell_s})=0 \quad (22)$$

a_r, a_3 - размеры по рисунку 3.

7.3.2.2 Вертикальная нагрузка на ось от ведомой шестерни, Н:

- транспортный прицепной режим

$$Z_T = G_z(j_V-1); \quad (23)$$

- рабочий или транспортный режим движения самоходом

$$Z_{pc} = F_{pc} \frac{r}{\ell_s i} \cos \bar{\alpha} + G_z(j_V-1) + \frac{j_P j_T g(i+1)}{r_z \ell} \quad (24)$$

- рабочий прицепной режим

$$Z_{pn} = G_z (j_v - 1), \quad (25)$$

где $\bar{\alpha}$ - угол между направлением окружной силы и вертикалью.

7.3.2.3 Вертикальная нагрузка от опорно-осевого подшипника.

прилегающего к ведомой шестерне.

Транспортный самоходный режим

$$T_c = F_c \frac{r}{r_z i} \cos \bar{\alpha} \left(\beta - \frac{r_z i}{\ell} \alpha \right) + G_r \left(1 - \frac{a_r}{\ell} \right) \alpha - G_r j_T \left(\frac{r_r}{\ell} \right)^2 \alpha - \\ - G_p j_T \alpha \left[1 - \frac{r_z (i+1)}{\ell} \right]^2 + \frac{j_p j_T g (i+1)}{r_z \cdot \ell} \left(\beta - \alpha \frac{r_z i}{\ell} \right) \quad (26)$$

В транспортном прицепном режиме первое и последнее слагаемое равны нулю.

Рабочий самоходный режим

$$T_{pc} = F_{pc} \frac{r}{r_z i} \cos \bar{\alpha} \left(\beta - \frac{r_z i}{\ell} \alpha \right) + G_r \left(1 - \frac{a_r}{\ell} \right) \alpha - G_r j_T \left(\frac{r_r}{\ell} \right)^2 \alpha - \\ - G_p j_T \alpha \left[1 - \frac{r_z (i+1)}{\ell} \right]^2 + \frac{j_p j_T g (i+1)}{r_z \cdot \ell} \left(\beta - \alpha \frac{r_z i}{\ell} \right) \quad (27)$$

Рабочий прицепной режим

$$T_{pn} = G_r \left(1 - \frac{a_r}{\ell} \right) \alpha \quad (28)$$

7.3.2.4 Вертикальная нагрузка от опорно-осевого подшипника, прилегающего к колесу машины.

Транспортный прицепной режим

$$T_{IT} = - G_r j_T \left(\frac{r_r}{\ell} \right)^2 (1 - \alpha) - G_p j_T \left[1 - \frac{r_z (i+1)}{\ell} \right]^2 (1 - \alpha) + G_r (1 - \alpha) \left(1 - \frac{a_r}{\ell} \right) \quad (29)$$

Рабочий и транспортный самоходный режим

$$T_{I,pc} = F_{I,pc} \frac{r}{\ell} \cos \bar{\alpha} \left[\frac{\ell}{r_z i} (1 - \beta) - 1 + \alpha + \gamma \right] + \frac{j_p j_T g (i+1)}{\ell^2} \left[\frac{\ell}{r_z} (1 - \beta) - \right. \\ \left. - i (1 - \alpha - \gamma) \right] - G_r j_T \frac{r_r}{\ell} \left[1 - \alpha + \left(1 - \frac{r_r}{\ell} \right) (1 - \alpha - \gamma) \right] - G_p j_T \left[1 - \right. \\ \left. \frac{r_z (i+1)}{\ell} \right] \left[1 - \alpha - \frac{r_z (i+1)}{\ell} (1 - \alpha - \gamma) \right] + G_r \left[1 - \alpha - \frac{a_r}{\ell} (1 - \alpha - \gamma) \right] \quad (30)$$

В рабочем прицепном режиме первое и второе слагаемые равны нулю, где

α - отношение размеров $\frac{a_1}{a}$ (рисунок 3)

β - отношение размеров $\frac{a_2}{a}$ (рисунок 3)

γ - отношение размеров $\frac{a_3}{a}$ (рисунок 3)

a_1, a_2 - размеры в соответствии с рисунком 3

7.3.3 Расчетная схема в соответствии с рисунком 4

7.3.3.1 Вертикальная нагрузка от набегающего колеса

Транспортный прицепной режим

$$S_T = \frac{Q_T}{2} \left\{ \delta \left[(1+k_V - \pi j_V) + 2(k_C + k_W) k \frac{h_C}{\ell_1} \left(1 + 2 \frac{\ell}{\ell_s} \right) \right] + [2j_h (1-\delta) + k_h] \frac{r}{\ell_s} \right\} - G_r (j_T - 1) \left(\frac{1}{2} + \frac{a_3}{\ell_s} \right) - \frac{G_0}{2} (j_V - 1) - G_2 (j_V - 1) \left(1 - \frac{\ell_z}{\ell_s} \right). \quad (31)$$

Рабочий самоходный режим

$$S_{PC} = \frac{Q_{PC}}{2} \left\{ \delta \left[(1+k_V - \pi j_V) + 2(k_C + k_W) k \frac{h_C}{\ell_1} \left(1 + 2 \frac{\ell}{\ell_s} \right) \right] + [2j_h (1-\delta) + k_h] \frac{r}{\ell_s} \right\} - G_r (j_T - 1) \left(\frac{1}{2} + \frac{a_3}{\ell_s} \right) - \frac{G_0}{2} (j_V - 1) \left(1 - \frac{\ell_r}{\ell_s} \right) - F_{PC} \frac{r}{r_z i} \left(1 - \frac{\ell_r}{\ell_s} \right) \quad (32)$$

Транспортный самоходный режим

$$S_C = \frac{Q_C}{2} \left\{ \delta \left[(1+k_V - \pi j_V) + 2(k_C + k_W) k \frac{h_C}{\ell_1} \left(1 + 2 \frac{\ell}{\ell_s} \right) \right] + [2j_h (1-\delta) + k_h] \frac{r}{\ell_s} \right\} - G_r (j_T - 1) \left(\frac{1}{2} + \frac{a_3}{\ell_s} \right) - \frac{G_0}{2} (j_V - 1) - G_2 (j_V - 1) \left(1 - \frac{\ell_z}{\ell_s} \right) - F_C \cdot \frac{r}{r_z i} \left(1 - \frac{\ell_z}{\ell_s} \right) \quad (33)$$

7.3.3.2 Вертикальная нагрузка на ось от сбегающего колеса

Транспортный прицепной режим

$$S_{IT} = \frac{Q_{IT}}{2} \left\{ \delta \left[(1+k_V - \pi j_V) - 2(k_C + k_W) k \frac{h_C}{\ell_1} \left(1 + 2 \frac{\ell}{\ell_s} \right) \right] + [2j_h (1-\delta) + k_h] \frac{r}{\ell_s} \right\} - G_r (j_T - 1) \left(\frac{1}{2} - \frac{a_3}{\ell_s} \right) - G_2 (j_V - 1) \frac{\ell_z}{\ell_s} - \frac{G_0}{2} (j_V - 1). \quad (34)$$

Рабочий самоходный режим

$$S_{IPC} = \frac{Q_{IPC}}{2} \left\{ \delta \left[(1+k_V - \pi j_V) - 2(k_C + k_W) k \frac{h_C}{\ell_1} \left(1 + 2 \frac{\ell}{\ell_s} \right) \right] + [2j_h (1-\delta) + k_h] \frac{r}{\ell_s} \right\} - G_r (j_T - 1) \left(\frac{1}{2} - \frac{a_3}{\ell_s} \right) - G_2 (j_V - 1) \frac{\ell_z}{\ell_s} - \frac{G_0}{2} (j_V - 1) - F_{PC} \frac{r}{r_z i} \cdot \frac{\ell_z}{\ell_s} \quad (35)$$

Транспортный самоходный режим

$$S_{tc} = \frac{q_c}{2} \left(\delta [(1+k_v - m j_v) - 2(k_c + k_w) k \frac{h_c}{\ell_1} (1 + 2 \frac{\ell}{\ell_s})] + [2 j_h (1 - \delta) + k_h] \frac{r}{\ell_s} \right) - G_r (j_T - 1) \left(\frac{1}{2} - \frac{a_3}{\ell_s} \right) - G (j_v - 1) \frac{\ell_z}{\ell_s} - \frac{G_o}{2} (j_v - 1) - F_c \cdot \frac{r}{r_z} \cdot \frac{\ell_z}{\ell_s} \quad (36)$$

7.3.3.3 Вертикальная нагрузка на ось от ведомой шестерни.

Транспортный режим - по формуле (23).

Рабочий и транспортный режим движения самоходом:

- когда окружное усилие направлено вертикально

$$Z_{pc,c} = F_{pc,c} \frac{r}{r_z i} + G_z (j_v - 1); \quad (37)$$

- когда окружное усилие направлено под некоторым углом $\bar{\alpha}$ к вертикали

$$Z_{pc,c} = F_{pc,c} \frac{r}{r_z i} \cos \bar{\alpha} + G_z (j_v - 1). \quad (38)$$

7.3.3.4 Вертикальная нагрузка на ось от опорно-осевого подшипника, прилегающего к ведомой шестерне.

Транспортный прицепной режим

$$T_T = -G_r (j_T - 1) (\alpha + \gamma) \quad (\text{рисунок 4}) \quad \text{или} \quad (39)$$

$$T_T = G_r (j_T - 1) \left(\frac{1}{2} - \frac{a_4}{2\ell} - \frac{a_3 \cdot a_4}{a\ell} \right) \quad (\text{рисунок 4}) \quad (40)$$

Рабочий и транспортный самоходный режим:

- когда окружное усилие вертикально

$$T_{pc,c} = F_{pc,c} \frac{r}{r_z i} \rho - G_r (j_T - 1) (\alpha + \gamma) \quad (\text{рисунок 4}) \quad (41)$$

- когда окружное усилие направлено под углом $\bar{\alpha}$ к вертикали

$$T_{pc,c} = \frac{1}{2} F_{pc,c} \frac{r}{r_z i} \cos \bar{\alpha} + G_r (j_T - 1) \left(\frac{1}{2} - \frac{a_4}{2\ell} - \frac{a_3 \cdot a_4}{a\ell} \right) \quad (42)$$

7.3.4 Поддерживающая ось (рисунок 5)

Транспортный прицепной и самоходный режимы

$$S_{T,c} = \frac{q_{T,c}}{2} \left(\delta [(1+k_v - m j_v) - 2(k_c + k_w) k \frac{h_c}{\ell_1} (1 + 2 \frac{\ell}{\ell_s})] + [2 j_h (1 - \delta) + k_h] \frac{r}{\ell_s} \right) - \frac{G_o}{2} (j_v - 1). \quad (43)$$

Рабочий прицепной и самоходный режимы

$$S_{pn,pc} = \frac{Q \cdot p^n}{2} \left\{ \delta [(1+k_v - m j_v) + 2(k_c + k_w)k \frac{h_c}{\ell_1} (1 + 2 \frac{\ell}{\ell_s})] + k_n \frac{r}{\ell_s} \right\} \quad (38) \quad (44)$$

8 Расчет оси колесной пары при проектировании

8.1 Расчетный изгибающий момент в сечениях:

ГОСТ 32.88-97

- буксовой шейки и предподступичной части оси

$$M_{A,B} = P \cdot \ell_{A,B}; \quad (45)$$

- подступичной части оси

$$M_B = P \cdot \ell + Y' r; \quad (46)$$

- за движущим колесом (на рисунках 1,2 в сечении Г и на рисунке 4 в сечении Г,Д)

$$M_G = P \cdot \ell_G + Y' r - S(\ell_G - \ell); \quad (47)$$

- под зубчатым колесом (на рисунках 1,2 в сечении Д и на рисунке 4 в сечении Г)

$$M_D = P \cdot \ell_D + Y' r - S(\ell_D - \ell) + T(\ell_D - \ell_T - \ell); \quad (48)$$

- средней части оси (на рисунках 1,2 в сечении Г и на рисунке 4 в сечении Г)

$M_E = P \cdot \ell_E + Y' r - S(\ell_E - \ell) + T(\ell_E - \ell_T - \ell) - Z(\ell_E - \ell_Z - \ell); \quad (49)$
 $\ell_A, \ell_B, \ell, \ell_G, \ell_D, \ell_E$ - расстояния от силы P (линии действия нагрузки от рес-сорного подвешивания) до соответствующего расчетного сечения, м.

Расчетные сечения А, Б, Г, Д, Е при определении изгибающих момен-тов берут не в начале соответствующих галтелей, где происходят разру-шения при испытаниях, а в месте действия изгибающего момента, наиболь-шего для данного участка. Диаметр расчетного сечения условно принима-ют наименьшим для данного участка. Расчетное сечение В совпадает с плоскостью круга катания.

8.2 Допускаемые коэффициенты запаса сопротивления усталости

Коэффициенты запаса прочности, вычисляемые по формулам (55), (56) должны удовлетворять условию

$$n_N \geq [n_N]. \quad (50)$$

$[n_N]$ - минимально допустимые коэффициенты запаса сопротивлению усталости в расчетных сечениях

$$[n_A, n_B] \geq 1,5; \quad (51)$$

$$[n_B, n_G, n_D, n_E] \geq 1,3; \quad (52)$$

Допускается принимать

$$[n_B, n_G, n_D, n_E] \geq 1,2, \text{ если} \quad (53)$$

- известен спектр эксплуатационной нагруженности оси при испытаниях путевой машины в расчетных режимах на путях МПС большой протяженности с участками различного технического состояния и конструкции, включающими кривые, стрелки, прямые;

- технологический процесс изготовления осей стабилен;

- усталостные характеристики оси в расчетном сечении получены при испытаниях натурных образцов осей.

Коэффициенты запаса прочности определяют по максимальным замеренным при испытаниях амплитудам напряжений.

Если условия (50) - (53) не удовлетворяются, то должны быть применены конструкторские или технологические способы повышения прочности оси или приняты меры по улучшению вертикальной и горизонтальной амортизации с целью уменьшения коэффициентов динамики.

8.3 Определение диаметра оси вновь проектируемой путевой машины

Диаметры оси в расчетных сечениях вновь проектируемых путевых машин (соответственно и осей) определяют по формуле:

$$d_N \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_N [n_N]}{\pi \cdot (\sigma_{-1})_N}} + \Delta_N, \quad (54)$$

Фактический диаметр оси в расчетном сечении принимают равным

или большим полученному расчетом по формуле (54). На опытном образце путевой машины проводят контрольные динамико-прочностные ходовые испытания и определяют фактические коэффициенты запаса сопротивления усталости на основании замеренных напряжений.

8.4 Рекомендации по разработке конструкции заходной части оси

Правильно выбранная конструкция заходной части оси (ступицы) позволяет значительно снизить величину и градиент контактного давления в этой зоне, которое в несколько раз превышает номинальный уровень. Это мероприятие благоприятно скажется на характере протекания процесса запрессовки из-за уменьшения вероятности появления задиров и фреттинг-коррозии, которая способствует образованию трещин и снижению предела выносливости оси.

С целью снижения контактного давления в краевой зоне сопряжения колесо-ось заходную часть оси рекомендуется выполнять радиусной вместо заходного конуса. Величина радиуса определяется зависимостью

$$r = (1 \pm 0,06)d_n, \quad (55)$$

где d_n - посадочный диаметр.

Это конструкторско-технологическое решение увеличивает длину контакта, снижает до минимума контактное давление в заходной части, обеспечивает плавное повышение монтажного натяга, отсутствие задиrow и фреттинг-коррозии, увеличивает срок службы оси.

9 Поверочный (уточненный) расчет оси ОСТ 32.88-97

9.1 Коэффициенты запаса сопротивления усталости в различных сечениях оси

При оценке прочности оси по результатам динамико-прочностных испытаний или при уточненном расчете вновь спроектированной оси коэффициенты запаса прочности по сопротивлению усталости в детерминированной постановке определяют по формулам:

- для сплошной оси

$$n_N = \frac{\sigma_{\text{л}} \cdot (d_N - \Delta_N)^3 \cdot (\sigma_{-1})_N}{32 \cdot M_N} \geq [n_N]; \quad (56)$$

- для полрой оси

$$n_N = \frac{\sigma_{\text{л}} \cdot (d_N - \Delta_N)^3 \cdot [1 - (\frac{d_0}{d_N})^4] \cdot (\sigma_{-1})_N}{32 \cdot M_N} \geq [n_N]; \quad (57)$$

где M_N - изгибающий момент в расчетном сечении;

$(\sigma_{-1})_N$ - предел выносливости оси в сечении N, (раздел 6);

Δ_N - уменьшение диаметра оси в расчетном сечении, допускаемое при ремонте колесных пар.

d_0 - диаметр внутренней полости оси в расчетном сечении

9.3 Оценка вероятности разрушения

Расчеты оси в вероятностном аспекте выполняют с использованием требуемых характеристик материалов и НДС конструкции, а также законов их распределения, получаемых по результатам стендовых и эксплуатационных испытаний. Порядок таких расчетов изложен в [1].

При отсутствии экспериментальных данных следует иметь ввиду, что на эксплуатируемых конструкциях осей-аналогов распределение мгновенных значений напряжений подчиняется, как правило, нормальному закону. Установлено, что пределы выносливости для натурных осей также имеют нормальное распределение. Поэтому вероятность безотказной работы за назначенный срок службы - Tr может быть определена по формуле:

$$P(\text{Tr}) = 0,5 + \Phi \left[\frac{\tilde{n} - 1}{\sqrt{\tilde{n}^2 \sigma_{\sigma_{-1}, D}^2 + \sigma_{\sigma_{-1}}^2}} \right], \quad (58)$$

$$\text{где } \tilde{n} - \text{относительный коэффициент запаса } \tilde{n} = \frac{n_p}{n_n} \quad (59)$$

n_p - предельный коэффициент нагруженности определяется по номограмме (рисунок 13)

$$n_p = f\left(k \frac{N_z}{N_0}; m\right) \quad (60)$$

N_z - общее число циклов нагружения колеса за установленный срок службы T_p (год).

$$N_z = \frac{T_p \cdot Li \cdot 365}{\Sigma \cdot \eta} \quad (61)$$

Li - среднесуточный пробег путевой машины;

N_0 - база испытаний (принимается от $50 \cdot 10^6$ до $100 \cdot 10^6$);

k - параметр, характеризующий интенсивность снижения $\bar{\sigma}_{-1}$.

Для малоуглеродистой стали $k = 1,33$; для среднеуглеродистой стали $k = 1,65$, для легированной стали $k = 1,8$;

n_p - предельный коэффициент нагруженности по средним, определяется по формуле

$$n_p = \frac{\bar{\sigma}_a (1 + U_{pmax} U_{\sigma_i})}{\bar{\sigma}_{-1D}} \quad (62)$$

где $\bar{\sigma}_a$ - математическое ожидание амплитуд динамических напряжений;

U_{pmax} - квантиль, U_{pmax} принимают от 5 до 5,5.

Для ориентировочных расчетов осей из осевых сталей можно принять:

$\bar{\sigma}_{-1D}$ - по данным таблицы 2;

$\sqrt{\sigma_{-1D}} = 0,04$;

$\sqrt{\sigma_a}$ принимают от 0,1 до 0,15.

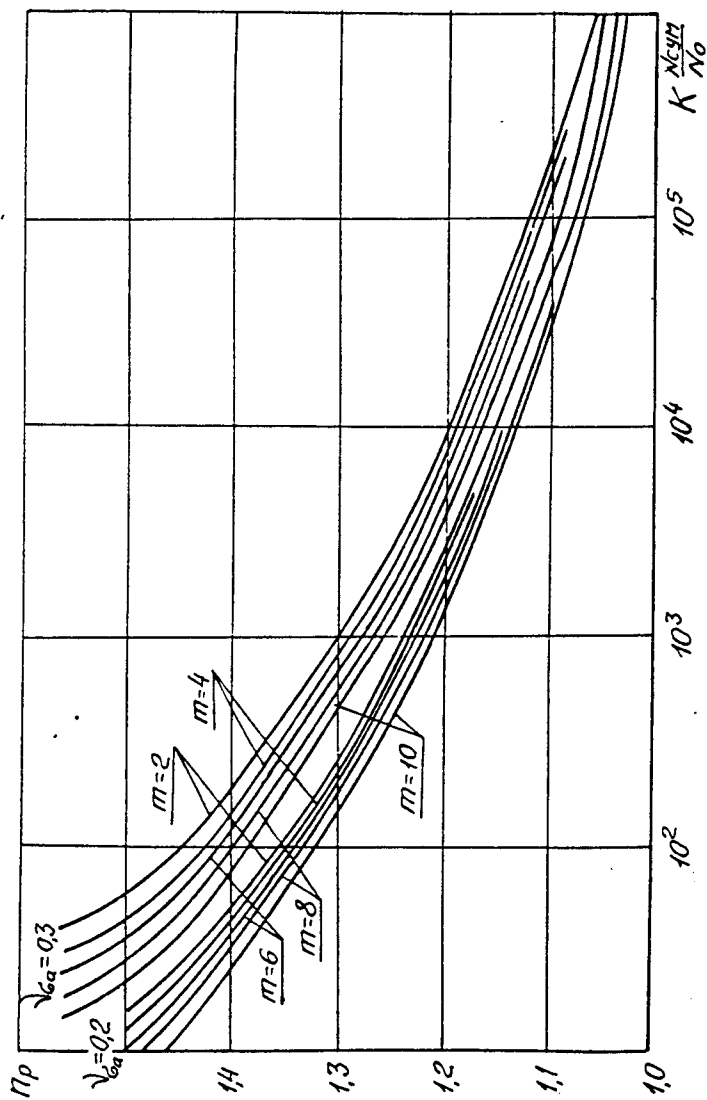


Рисунок 13 Диаграмма для определения σ_r при нормальном распределении амплитуд напряжений [4]

Приложение А
(справочное)

Режимы накатки опытных
осей колесных пар

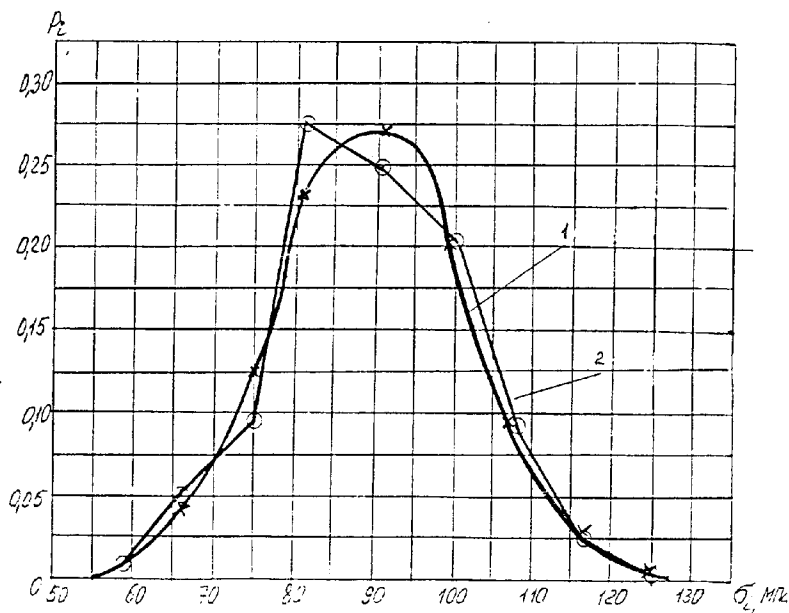
Накатку осей колесных пар путевых машин производят согласно ГОСТ 3281 и по инструкции, согласованной с МПС [2].

В таблице А.1 указаны режимы накатки, примененные при упрочнении опытных осей. Эти режимы соответствуют требованиям МПС.

Таблица А.1

Параметры и характеристики режимов накатки	Зона оси колесной пары			
	Буксовая шейка	Средняя часть оси	Галтельная зона	Подступичная часть
Диаметр опытного образца, мм	0,150	0,180- -0,200	-	0,184-0,235
Профильный радиус ролика, мм	0,020	0,008	0,005	0,008
Давление на ролик, Н	29400	19600	Осуществлялось ручной подачей суппорта токарного станка	14700
Припуск на окончательную механическую обработку, мм	$0,5 \cdot 10^{-3}$	$0,5 \cdot 10^{-3}$	$0,5 \cdot 10^{-3}$	$(0,5-0,6) \times 10^{-3}$
Глубина упрочненного слоя, мм	$(6-7) \cdot 10^{-3}$	$(4,5-5) \times 10^{-3}$	$3 \cdot 10^{-3}$	$(6-7) \cdot 10^{-3}$
Увеличение твердости поверхности, %	30-35	25	20	25

Гистограмма амплитуд напряжений в средней части оси колесной пары машины ПМГ-001 при движении на прямом участке пути со скоростью 86 км/ч



- 1 - аппроксимация распределений нормальным законом
2 - фактические распределения в средней части оси

Рисунок Б.1

Приложение В
(справочное)

Пример поверочного расчета оси колесной пары
в транспортном и рабочем режимах при примене-
нии в приводе тягового электродвигателя

В.1 Характеристика путевой машины

Тип путевой машины - моторная платформа МПД-2, работающая в составе путеукладочных поездов и предназначенная для транспортировки шпальных пакетов к крану.

Ширина колеи - 1520 мм.

Нагрузка от оси колесной пары на рельсы - $Q_t = 98000 \text{ Н}$;

$Q_p = 254800 \text{ Н}$.

Конструкционная скорость - $U_k = 110 \text{ км/ч}$.

Максимальные скорости движения:

- в рабочем режиме - $U_p = 5 \text{ км/ч}$;

- в режиме движения самоходом - $U_c = 30 \text{ км/ч}$.

Диаметр движущего колеса $D = 0,950 \text{ м}$.

Длительная сила тяги в рабочем режиме - $F_p = 3057,6 \text{ Н}$.

2.В Конструкционные данные

Характеристика конструкции, размеры и массы элементов колесной пары приведены в таблице В.1 и на рисунке 1.

Таблица В.1

Наименование	Обозначение	Значение
Диаметр расчетного сечения оси колесной пары, м:		
по буксовой шейке	d_A	0,1300
предподступичной части	d_B	0,1650
подступичной части	d_B	0,1950
шейки под опорно-осевой подшипник	d_r	0,1700
под зубчатым колесом	d_d	0,1700
в средней части оси	d_E	0,1650

Продолжение таблицы В.1

Наименование	Обозначение	Значение
Расстояние от Р до расчетного сечения А, м	l_A	0,088
Расстояние от Р до расчетного сечения Б, м	l_B	0,164
Расстояние от Р до круга катания, м	l	0,228
Расстояние от Р до расчетного сечения Г, м	l_G	0,429
Расстояние от Р до расчетного сечения Д, м	l_D	0,706
Расстояние от Р до расчетного сечения Е, м	l_E	1,018
Расстояние от оси колесной пары до оси подвешивания двигателя к раме тележки, м	L	0,60
Расстояние между плоскостями кругов катания колес колесной пары, м	l_s	1,58
Расстояние от плоскости круга катания набегающего колеса до центра тяжести механизма передвижения, м	l_r	0,718
Расстояние от плоскости круга катания набегающего колеса до силы Z , м	l_z	0,478
Расстояние от плоскости круга катания набегающего колеса до силы T , м	l_T	0,278
Расстояние между силами T и T_1 , м	a	0,977
Расстояние от середины тележки до силы T_1 , м	a_1	0,465

Наименование	Обозначение	Значение
Расстояние между силами T_1 , Z	a_2	0,777
Отношение статической осадки рессорного подвешивания к расстоянию между серединами буксовых шеек, м	F_s/ℓ_1	0,0309
Отношение высоты расположения центра тяжести надрессорного строения под центрами колес к расстоянию между серединами буксовых шеек	h_s/ℓ_1	0,7
Вес оси колесной пары, Н	G	4116
Вес части оси, заключенной между плоскостями кругов катания колес, Н	G_o	3194
Вес колеса, Н	G_w	3783
Вес электродвигателя с рамой, Н	G_r	2842
Вес тягового зубчатого колеса, Н	G_z	1240
Вес буксового узла и жестко связанных с ним частей, Н	P_o	1160
Вес механизма передвижения, приходящийся на ось, Н	G_r^*	2850
Пределы выносливости в сечениях оси, Па, принятые по рекомендациям раздела 6:		
буксовой шейки (А)	$(\sigma_{-1})_A$	$145 \cdot 10^6$
в предподступичной части (Б)	$(\sigma_{-1})_Б$	$145 \cdot 10^6$
в подступичной части (В)	$(\sigma_{-1})_В$	$140 \cdot 10^6$
шейки под опорно-осевой подшипник (Г)	$(\sigma_{-1})_Г$	$157 \cdot 10^6$
в средней части оси (Е)	$(\sigma_{-1})_Е$	$157 \cdot 10^6$
В сечении под зубчатым колесом с учетом ослабления сечения шпоночным пазом, выполненным дисковой фрезой после накатки оси, Па		
$(\sigma_{-1})_Д = \frac{\sigma_{-1} \cdot \beta \cdot \sigma_{\sigma} \cdot k}{k_{\sigma}} = \frac{235 \cdot 10^6 \cdot 0,9 \cdot 0,64 \cdot 1,2}{1,46} = 112 \cdot 10^6 \text{ Па}$		$(\sigma_{-1})_Д$ $112 \cdot 10^6$

В.3 Расчет оси колесной пары

Для удобства анализа данных расчет сведен в таблицы В.2, В.3, В.4
 Таблица В.2 – Определение параметров и коэффициентов,
 входящих в расчет

Наименование и определение	Обозначение	Значения в режимах	
		транспортном	рабочем
Вес необрессоренных элементов экипажной части, приходящихся на колесную пару, Н $4116+2 \cdot 3783+ 2 \cdot 1160+2850$	$G + 2G_w + 2P_o + G_z + G_r^*$	16850	16850
Коэффициент вертикальной амортизации	δ	0,8175	0,962
Коэффициент необрессоренных весов	$1 - \delta$	0,8125	0,038
Коэффициент веса буксового узла	μ	0,0264	0,0076
Коэффициент рамного давления	K_h	0,3	0,2
Коэффициент вертикальной динамики	K_v	0,3	0,2
Коэффициент поперечного горизонтального ускорения колесной пары	j_h	0,645	0,484
Коэффициент вертикального ускорения колесной пары	j_v	4,17	2,126
Коэффициент вертикального ускорения механизма передвижения	j_t	2,085	1,063
Коэффициент трения колес о рельсы	f	0,25	0,25
Коэффициент центробежной силы	K_c	0,05	0,05
Коэффициент ветровой нагрузки	K_w	0,05	0,05
Поправочный коэффициент, учитывающий перегруз рессорного подвешивания от крена надрессорного строения	K	1,094	1,094

Таблица В.3 – Определение расчетных нагрузок

Наименование нагрузок	Обозначение	Расчетная величина	
		в транспортном режиме	в рабочем режиме
Боковое давление на набегавшее колесо, Н	y^I	38483	42123
Вертикальная нагрузка на буксовую шейку оси со стороны набегавшего колеса при ускорении колесной пары, направленном вверх, Н	P	62630	189806
Те же при ускорении колесной пары, направленном вверх, Н	P^I	53802	185305
Вертикальная нагрузка на ось в плоскости круга катания набегавшего колеса, Н	S	89804	217085
Вертикальная нагрузка на ось в плоскости круга катания сбегавшего колеса, Н	S_1	54880	139777
Вертикальная нагрузка на ось от ведомой шестерни, Н	Z	6410	4943
Вертикальная нагрузка от опорно-осевого подшипника, прилегающего к ведомой шестерне, Н	T	4819	13232
Вертикальная нагрузка от опорно-осевого подшипника, прилегающего к колесу, Н	T_1	3949	2813

Таблица В.4 - Расчетные изгибающие моменты и коэффициенты запаса усталостной прочности

Порядковый номер сечения и рассчитываемая часть оси	Изгибающий момент, Н.м		Коэффициент запаса усталостн.прочности	
	в транс-портном режиме	в рабочем режиме	в транс-портном режиме	в рабочем режиме
А. буксовая шейка	5511	16703	5,67	1,97
Б. предподступичная	10271	31128	6,22	2,054
В. подступичная	32559	76584	3,13	1,33
Г. моторно-осевая шейка	27097	71101	2,78	1,063
Д. посадка зубчатого колеса	30126	66191	1,8	0,82
Е. средняя часть	28318	64316	2,44	1,074

В.4 Расчет оси в вероятностном аспекте

Определим вероятность безотказной работы P_d (она связана с вероятностью разрушения P_r , зависимостью $P_d = 1 - P_r$) как для случая с отсутствием представительных экспериментальных данных по нагруженности

Исходные данные для расчета (по 4.2-4.4):

$$L_{\text{сумм.}} = 80000 + 500000 + 3000 = 583000 \text{ км}$$

$$N_{\text{сумм.}} = \frac{L_{\text{сумм.}}}{S_{T \cdot D}}$$

$$\alpha' = 1$$

$$N_{\text{сумм.}} = \frac{583000000}{3,14 \cdot 0,95} = \frac{583000000}{2,983} = 195,44 \cdot 10^6 \text{ (циклов)}$$

$N_0 = 50 \cdot 10^6$ циклов - базовое число циклов при испытаниях на усталость (условно принято одинаковым для всех сечений оси);

$k = 1,65$ - коэффициент интенсивности снижения предела выносливости вследствие нагрузок; принят по [4] как для среднеуглеродистой стали.

$$\text{Для } K = \frac{N_{\text{сумм}}}{N_0} = 1.65 \cdot \frac{195.44 \cdot 10^6}{50 \cdot 10^6} = 6.435$$

$$n = 10, \quad n_p = 1.45$$

n_p - находим по рисунку 13 при $V_{ad} = 0.04, \quad V_{\sigma_1} = 0.1$ и

$$n = 10, \quad U_{\text{max}} = 5$$

Расчеты выполнены по формулам:

- для регулярного нагружения -

$$P_\delta = 0.5 + \Phi \left[\frac{n-1}{\sqrt{n^2 V_{Ad}^2 + V_{\sigma_1}^2}} \right].$$

- для нерегулярного нагружения -

$$P_\delta = 0.5 + \Phi \left[\frac{n-1}{\sqrt{\tilde{n}^2 V_{Ad}^2 + V_{\sigma_1}^2}} \right].$$

$$\text{где } \Phi(x) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^x e^{-\frac{t^2}{2}} dt \quad (4)$$

Результаты расчета представлены в таблице В.5

Таблица В.5

Вариант расчета	Расчетный параметр	Сечение оси			
		А	Б	В	Д
Регулярное нагружение	n	2.67	6.22	3.13	2.44
	$\frac{\sqrt{n^2 V_{Ad}^2 + V_{\sigma_1}^2}}{\text{при } V_{\sigma_1} = 0.1}$	0.24738	0.26814	0.16023	0.13973
	$\frac{n-1}{\sqrt{n^2 V_{Ad}^2 + V_{\sigma_1}^2}} \text{ при } V_{\sigma_1} = 0.1$	18.88	19.47	13.29	10.30
	$P_\delta \text{ при } V_{\sigma_1} = 0.1$	1.0	1.0	1.0	1.0
Нерегулярное нагружение	$n_1 = \frac{1 + U_{\text{max}} \cdot V_{\sigma_1}}{n}$ при $V_{\sigma_1} = 0.1$	0.26455	0.24116	0.47923	0.61475
	$\tilde{n} = n_p / n_1$ при $V_{\sigma_1} = 0.1$	5.481	6.013	3.025	2.358
	$\frac{\sqrt{\tilde{n}^2 V_{Ad}^2 + V_{\sigma_1}^2}}{\text{при } V_{\sigma_1} = 0.1}$	0.24097	0.26048	0.15697	0.13746
	$\frac{\tilde{n}-1}{\sqrt{\tilde{n}^2 V_{Ad}^2 + V_{\sigma_1}^2}} \text{ при } V_{\sigma_1} = 0.1$	19.38	20.04	13.569	10.476
	$P_\delta \text{ при } V_{\sigma_1} = 0.1$	1.0	1.0	1.0	1.0

Расчет на усталостную прочность показал, что в транспортном режиме коэффициенты запаса усталостной прочности выше допускаемых, что подтверждает и расчет в вероятностном аспекте. В рабочем режиме в сечении под зубчатым колесом, ослабленном шпоночным соединением, этот коэффициент ниже допустимого значения и меньше единицы, т.е. прочность оси недостаточна. Рекомендуется с целью повышения усталостной прочности оси шпоночное соединение исключить.

Приложение Г
«справочное»

Библиография

- [1] В.П.Когаев "Расчеты на прочность при напряжениях переменных во времени". Москва, "Машиностроение", 1993 г.
- [2] Технические условия ТИ 32 ЦВ-ВНИИЖТ-81
- [3] Л.Н.Большев, Н.В.Смирнов "Таблица математической статистики" Москва, Наука, 1983г.
- [4] С.В.Серенсен "Несущая способность и расчет деталей машин на прочность". Москва, "Машиностроение", 1975 г.

УДК 625.2.012.3(047.1)

ОКСТУ

Ключевые слова: стандарт, методика, оси колесных пар, путевые машины, сопротивление усталости, расчет на прочность

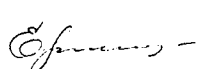
Научно-исследовательский институт тепловозов и путевых
машин (ВНИТИ) МПС РФ

Зам.директора института, к.т.н.  А.И.Нестеров

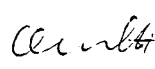
Отдел стандартизации, сертифика-
ции и комплексных нормативно-
технических исследований

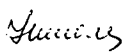
Зав.отделом, к.т.н.  А.А.Рыбалов

И.о.зав.сектором  А.Г.Лунин

Инженер-конструктор
1 кат.  Н.А.Ершова

Отдел прочности

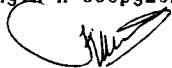
Зав.отделом, к.т.н.  Э.С.Оганьян

Зав.лабораторией, к.т.н.  Э.Н.Никольская

Ведущий инженер  Т.И.Арсенькина

СОГЛАСОВАНО

Зам. начальника Департамента
пути и сооружений



А.М.Каменский

" 3 " 06 1997г.



МИНИСТЕРСТВО ПУТЕЙ СООБЩЕНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

г. Москва, 107174, Н.Басманная, 2.

01. сентября 1997 г.

№ Б-1054

У К А З А Н И Е

Об утверждении и введении
в действие ОСТ 32.88-97

Начальникам департаментов и
управлений МПС (по списку)

Руководителям предприятий
и организаций МПС (по списку)

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

П Р И К А З Ы В А Е Т:

Утвердить и ввести в действие с 01.09.1997 года стандарт отрасли ОСТ 32.88-97 "Машины путевые. Оси колесных пар. Методика расчета на прочность"

Приложение: ОСТ 32.88-97 на 48 л.

Первый Заместитель Министра

И.С.Беседин

