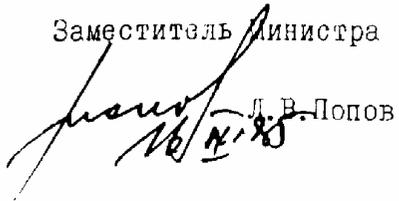


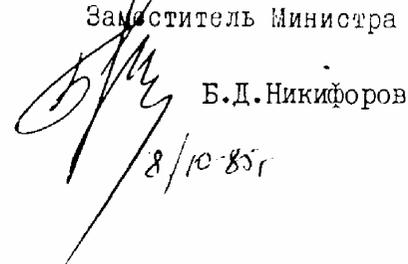
Министерство
тяжелого и транспортного
машиностроения

УТВЕРЖДАЮ:
Заместитель министра


Д.В. Попов
16/10/85

Министерство
Путей Сообщения

УТВЕРЖДАЮ:
Заместитель Министра


Б.Д. Никифоров
8/10/85

НОРМЫ

для расчетов на прочность при проектировании механической части вагонов
электропоездов пригородного сообщения железных дорог МПС колеи 1520 мм

Вводятся в действие 01 января 1986 г.

М. :ВНИИВ :ВНИИЖТ 1985

МИНИСТЕРСТВО ТЯЖЕЛОГО И ТРАНСПОРТНОГО МАШИНОСТРОЕНИЯ

Главный инженер Союзвагонмаша  Разгонов И.И.

ВНИИ вагоностроения
Зам. директора, к.т.н.  Кузьмин Л.Д.

Зам. директора РФ ВНИИВ к.т.н.  Деркач Б.А.

Зав. отделом комплексных исследований прочности и динамики вагонов, к.т.н.  Миронов Н.И.

Зав. отделом исследования механической части электро- и дизельпоездов РФ ВНИИВ; к.т.н.  Березовский А.М.

Зав. лабораторией норм проектирования и методов испытаний, к. т.н.  Плоткин В. С.

Зав. лабораторией прочности РФ ВНИИВ, руководитель темы, к.т.н.  Новарро В.В.

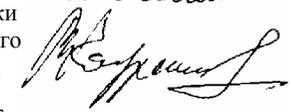
Руководитель темы, ст. н.с., к.т.н.  Иванов А.В.

МИНИСТЕРСТВО ПУТЕЙ СООБЩЕНИЯ

Главный инженер Главного управления локомотивного хозяйства  Минин С.И.

ВНИИ железнодорожного транспорта
Зам. директора, д.т.н., проф.  Иноземцев В.Г.

Зав. отделом динамики и прочности тягового подвижного состава, к. т.н.  Колесин Ю.В.

Зав. лабораторией динамики и прочности моторвагонного подвижного состава, к. т.н.  Кондрашов В.Н.

Руководитель темы, ст.н.с., к.т.н.  Бартенева Л.И.

СОДЕРЖАНИЕ

1. Общие положения	4
2. Расчетные силы	6
3. Общие методы расчета несущей способности	15
4. Расчетные схемы и методы расчета кузова	32
5. Расчет рам тележек	38
6. Оценка сопротивления усталости	42
7. Расчет осей колесных пар и осевых подшипников	52
8. Расчет тягового привода	62
9. Расчет рессорного подвешивания	64
10. Расчет автосцепного и автотормозного оборудования....	72
11. Применяете материалы и допускаемые напряжения	79
Приложения	
Приложение I. Расчетная схема для определения динамических рамных сил при движении вагона по прямому участку пути..	86
Приложение 2. Расчет оси колесной пары	89
Приложение 3. Расчет для определения рационального расположения точек крепления подвески редуктора	96
Приложение 4. Приближенное определение упругих свойств элементов валопровода тягового привода	105
Приложение 3 . Расчет упруго-диссипативных характеристик пневморессоры ..	106
Приложение 6. Расчет напряжений в пружинах при опирании торцов, допускающих поперечные и продольные смещения....	110
Приложение 7. Расчет заневоленных пружин	112
Приложение 6. Основные характеристики материалов, применяемых в вагоностроении	117

1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

1.1. Настоящие нормы распространяются на все вновь проектируемые вагоны электропоездов пригородного сообщения колеи 1520 мм, предназначенные для эксплуатации на сети железных дорог министерства путей сообщения СССР со скоростями движения не выше 160 км/ч.

1.2. Нормы предназначены для оценки прочности вагонов электропоездов при проектировании и обеспечения требуемой долговечности конструкции с учетом срока службы, задаваемого заказчиком.

1.3. При проектировании вагонов электропоездов необходимо руководствоваться техническим заданием, согласованным и утвержденным в установленном порядке, которое не должно противоречить настоящим нормам.

В техническом задании должно быть отражено: габарит подвижного состава, максимальная (конструкционная скорость движения, максимальная статическая вертикальная сила от колесной пары на рельсы, сила тяжести (вес) пассажиров с багажом, наименьшим радиус кривой пути, допускающий прохождение вагона, срок службы и другие специальные требования.

1.4. Конструкции вагонов должны проектироваться с учетом:

1.4.1. требований безопасности движения поездов,

1.4.2. условий эксплуатации, обеспечения необходимой прочности и долговечности, наибольших удобств для пассажиров и локомотивных бригад, наименьших расходов при ремонте и обслуживании;

1.4.3. необходимости максимально возможного снижения собственной массы конструкции, экономного использования материалов и трудовых затрат на производство, максимально возможной унификации конструкции;

1.4.4. устойчивости элементов вагона против коррозии;

1.4.5. требований по технике безопасности и производственной санитарии для проектирования и постройки электропоездов.

1.6. Конструкция вагонов электропоездов должна удовлетворять требованиям соответствующих ГОСТ, ОСТ Минтяжмаша и Правил технической эксплуатации железных дорог СССР (ПТЭ).

1.6. Опытные образцы всех вновь спроектированных вагонов, в целях экспериментальной проверки их соответствия требованиям настоящих норм и технического задания, а также отработки узлов конструкции, до начала серийного производства должны быть подвергнуты всесторонним заводским и приемочным испытаниям, порядок которых устанавливается в соответствии с ГОСТ 15.001-73, ГОСТ 16504-81, ОСТ 24.001.08.76 и ОСТ 24. 050. 37-84.

1.7. Настоящие нормы предусматривают транспортировку вагонов электропоездов по сети железных дорог в нерабочем состоянии либо в специальных, либо в обычных грузовых поездах при соблюдении

следующих условий:

- масса поезда не более 4-х тыс. тонн;
- вагоны электропоездов устанавливаются в хвосте поезда,
- вагоны электропоездов не распускаются на сортировочных горках.

Транспортировка вагонов электропоездов регламентируется ПТЭ и "Инструкцией о порядке пересылки локомотивов и моторвагонного подвижного состава" ЦТ/3493, утвержденной МПС СССР 21 декабря 1977 г.

1.6. Данные нормы подлежат периодическому пересмотру не реже одного раза в 10 лет. Допускается в согласованном порядке и после соответствующего утверждения вносить изменения и дополнения в виде приложения к нормам.

2. РАСЧЕТНЫЕ СИЛЫ

2.1. При расчете на прочность вагонов электропоездов должны учитываться следующие силы:

- сила тяжести (вес) конструкции (тара) и сила тяжести (вес) пассажиров с багажом;
- силы взаимодействия между вагонами при эксплуатационных режимах движения поезда и маневровой работе;
- инерционные, упругие и диссипативные силы, вызванные колебаниями вагона при его движении;
- силы, возникающие при вписывании вагона в кривые участки пути;
- силы, связанные с торможением поезда;
- силы тяги;
- силы от работы тяговых двигателей и других механизмов;
- сила давления ветра;
- силы, вызванные технологическими факторами при изготовлении ;
- силы давления воздуха в резервуарах;
- силы, прикладываемые к элементам (узлам) вагона при ремонте.

Перечисленные силы при определении напряженного состояния вагона условно принимаются действующими статически и приводятся к следующим основным схемам их приложения:

- вертикальная;
- боковая (горизонтальная);
- продольная;
- кососимметричная.

При оценке прочности по допускаемым напряжениям конструкции вагонов рассчитываются на наиболее невыгодное сочетание одновременно действующих нормативных сил в соответствии с установленными ниже расчетными режимами (п.2.15, табл. 2.1). Допускаемые напряжения для соответствующих режимов приведены в табл.11.1.

Основные несущие элементы ходовых частей (рама тележки, надрессорный брус, оси колесных пар, некоторые детали тягового привода и рессорного подвешивания) в обязательном порядке рассчитываются на сопротивление усталости.

Методические особенности расчета отдельных элементов и узлов вагона приведены в соответствующих разделах.

2.2. Силы, действующие на конструкцию вагона в вертикальной плоскости, состоят из силы тяжести всех узлов вагона, нагружающих рассчитываемый элемент, включая силу тяжести самого элемента, силы тяжести (веса) пассажиров и вертикальных составляющих всех видов динамических сил, возникающих при рассматриваемом режиме эксплуатационного нагружения.

2.5. Сила тяжести (вес) пассажиров с багажом определяется по расчетной населенности вагона.

Максимальная расчетная населенность вагона электропоезда определяется по числу мест для сиденья и заполнению свободной площади салонов и тамбуров стоящими пассажирами, исходя из расчета 7 человек на 1 м² Площадь между диванами, занятая ногами сидящих пассажиров, не учитывается.

Средняя масса пассажира с багажом принимается равной 70 кг.

Для каждого рассчитываемого элемента принимается фактическое размещение массы пассажиров в вагоне.

2.4. Сила тяжести (вес) вагона и максимальная сила тяжести (вес) пассажиров с багажом, сложенный вместе, составляют силу тяжести (вес) вагона брутто,

2.5. Динамическая вертикальная сила от колебаний вагона на рессорном подвешивании, возникающих при его движении, определяется умножением силы тяжести (веса) элементов вагона, расположенных над рассматриваемой ступенью рессорного подвешивания, включая 1/5 силы тяжести самого рессорного подвешивания данной ступени на коэффициент вертикальной динамики.

Определение других динамических сил, действующих в вертикальной плоскости, приведено в соответствующих разделах.

2.6. Расчетный коэффициент вертикальной динамики K_d в зависимости от скорости движения вагона и расчетного статического прогиба рессорного подвешивания при силе тяжести (весе) брутто определяется по формуле:

$$K_d = \left(\frac{0,005}{f_{cm}} \pm 0,004 \right) \sqrt{V} \quad (2.1)$$

где: знак "-" для элементов кузова;

знак "+" для обрессоренных элементов тележки;

f_{cm} - суммарный статический прогиб подвешивания, м (п.9.4);

V - скорость движения, м/с,

2.7. Значения расчетных коэффициентов вертикальной динамики для необрессоренных деталей (оси колесных пар, детали привода и т.п.) приведены в разделах 7 и 8.

2.8. Боковая сила для всех узлов вагона, за исключением колесных пар, состоит из центробежной силы, силы давления ветра и динамических сил взаимодействия вагона и пути в горизонтальной плоскости.

2.9. Центробежная сила, за вычетом составляющей силы тяжести (веса) от возвышения наружного рельса (если не оговорены техническим заданием особые условия движения в кривой), принимается равной 7% силы тяжести вагона брутто.

Центробежные силы кузова и тележек учитываются отдельно. При этом рекомендуется принимать центр масс тележки на уровне осей колесных пар и центр масс кузова (брутто) на расстоянии 1,6 м от уровня осей колесных пар.

2.10. Сила давления ветра определяется из расчета удельного давления ветра на боковую проекцию кузова, равного 500 Н/м². Равнодействующая этой силы считается приложенной к центру площади боковой проекции кузова.

2.11. Горизонтальные (рамные) силы, действующие на вагон при вписывании в кривые, определяются из условия равновесия тележки при движении в круговой кривой при непогашенном ускорении 0,7 м/с². Коэффициент трения между бандажами и рельсами принимать равным 0,25. При этом максимальная величина рамной силы не должна превышать 25% силы тяжести (веса) брутто, приходящейся от колесной пары на рельсы.

Горизонтальные динамические рамные силы, возникающие при взаимодействии вагона с неровностями пути, определяются согласно приложению 1. Величина максимальной динамической расчетной рамной силы при конструкционной скорости движения в прямой не должна превышать 15% силы тяжести (веса) брутто, приходящейся от колесной пары на рельсы.

2.12. Кососимметричные силы представляют собой систему взаимно уравновешенных относительно диагонали рамы тележки вертикальных сил, приложенных к буксам. Кососимметричные силы учитываются в расчетах тележек, имеющих жесткую раму или иную конструкцию, способную воспринимать эти силы, и приближенно принимаются равными:

$$P_k \cong \Delta Ж_б \quad (2.2.)$$

где: J_6 - жесткость подвешивания в вертикальной плоскости одного буксового узла, Н/м;

Δ - разность прогибов буксовых рессор одной колесной пары, м. Для двухосных тележек рекомендуется принимать $\Delta = 0,005$ м.

2.13. Расчет прочности вагонов электропоездов по допускаемым напряжениям при действии продольных тягово-сжимающих сил, приложенных по оси головок автосцепок, в совокупности с остальными действующими на вагон силами производится для следующих режимов:

- для кузова и узлов его соединения с тележками

I режим - условный режим безопасности;

II режим - основной режим движения электропоезда с конструкционной скоростью в условиях эксплуатации, обусловленных техзаданием;

- для несущих элементов тележек (за исключением осей колесных пар)

III режим - трогание поезда (только для деталей моторных тележек, передающих тяговые силы);

IV режим - торможение с конструкционной скорости в кривых участках пути.

Величины расчетных сил и их сочетания для соответствующих режимов приведены в табл.2.1.

2.14. Тяговые силы определяются, исходя из максимальной величины коэффициента сцепления 0,3.

При определении сил инерции, действующих на поезд в момент трогания, считать, что вся сила тяги, развиваемая моторным вагоном, расходуется на ускорение моторно-прицепной секции.

2.15. Силы инерция моторного вагона при трогании определяются отдельно для кузова и тележек и прикладываются в центрах их масс. Сила инерции прицепного вагона прикладывается по оси автосцепки.

2.16. Силы, действующие на вагон при торможении, состоят из сил, возникающих в тормозной системе, и сил инерции.

2.17. Силы в тормозной система определяются, исходя из максимальной силы на штоке поршня тормозного цилиндра при коэффициенте полезного действия рычажной передачи, равном единице.

На силы, действующие в тормозной системе, рассчитываются детали самой тормозной системы и элементы конструкции вагонов, на которые эти силы действуют.

Таблица 2.1.

Режимы для расчета вагона на прочность по допускаемым напряжениям

№ режима	Элемент вагона	Сила тяжести (вес) вагона	Динамические силы при скорости	Продольные силы	Боковые силы	Дополнительные силы
I		брутто	0	2,0 МН (сжатие)	0	-
II	Кузов	брутто	конструкционная	0,4 МН (растяжение-сжатие)	Сила давления ветра.. Центробежная сила	>
III		брутто	0	Максимальная сила тяги по сцеплению. Сила инерции при максимальном ускорении	Сила давления ветра	Кососимметричная сила
IV	Тележка	брутто	конструкционная пп.2.5...2.7; 2,II; 5.5; 5.5...5.9	Тормозная сила. Сила инерции при торможении, п.п.2.17; 2.18	Сила давления ветра. Центробежная сила. Рамная сила п.2.11	Кососимметричная сила

Примечание к табл.2.1:

1. Величина продольной силы по I режиму для передней консольной части рамы головного вагона принимается равной 2,5 МН (сжатие). В случае применения специального антиаварийного устройства, предназначенного для поглощения энергии удара, величина продольной силы по I режиму корректируется в соответствии с достигнутым уровнем снижения продольных сил по результатам испытаний на соударение.
 2. Прочность опытных головных вагонов нового типа должна проверяться натурными испытаниями на соударение путем наезда электропоезда со скоростью 5,5 м/с на стоящий заторможенный грузовой состав, при этом характер деформаций кузова вагона не должен приводить к его разрушению.
 3. При изменении традиционной схемы несущего кузова или применении для его изготовления легких сплавов кузов порожнего вагона должен дополнительно проверяться на прочность по допускаемым напряжениям и на устойчивость его элементов при растягивающей силе 1,0 МН, приложенной по оси автосцепки.
 4. Силы, связанные с работой тяговых двигателей и элементов тягового привода, учитываются только при расчете моторных тележек.
- 2.18. Силы инерции при торможении, приложенные к центрам тяжести масс кузова T_k и тележек T_T определяются:

$$T_k = \sum K_r \Phi_{кр} n \frac{M_k}{M_k + 2M_T}; \quad T_T = \sum K_r \Phi_{кр} n \frac{M_T}{M_k + 2M_T}$$

где: n - число осей вагона;

$\sum K_r$ - сумма расчетных сил нажатия на колодки одной оси (п.10.13);

$\Phi_{кр}$ - расчетный коэффициент трения колодки о бандаж, принимаемый в зависимости от материала колодок и скорости движения (п.10.14);

M_k, M_T - массы кузова и тележки.

При определении массы тележки рекомендуется учитывать инерцию вращающихся частей увеличением массы этих частей на 30 %.

2.19. При расчете на прочность по допускаемым напряжениям крепления съёмного подвагонного и внутривагонного оборудования (в том числе пассажирских диванов) в зависимости от места установки и способа закрепления должны учитываться следующие силы.

2.19.1. Оборудование, жестко закрепленное на несущей конструкции кузова и элементы его крепления рассчитываются на эксплуатационные силы, действующие в вертикальной, поперечной и продольной плоскостях симметрии с учетом возникающих при этом сил инерции.

Расчетные силы для соответствующего режима даны в табл. 2.2.

Таблица 2.2. Силы для расчета крепления оборудования

Расчетные силы	Расчетный режим	
	I	II
Вертикальная - P_z	$P_{ст} \left(1 + \frac{N \cdot h}{Q_{бр} l} \cdot \frac{x}{l}\right)$	$P_{ст}(1 + K\delta)$
Боковая - P_y	D	$P_{ст} \cdot \frac{d_y}{g}$
Продольная - P_x	$P_{ст} \cdot \frac{d_{xI}}{g}$	$P_{ст} \cdot \frac{d_{xII}}{g}$

Обозначения к табл.2.2

$P_z, P_y, P_x,$ - расчетные силы, приложенные в центре масс закрепленных элементов оборудования;

$P_{ст}$ - сила тяжести (вес) закрепленного оборудования, включая вес элементов крепления;

$Q_{бр}$ - сила тяжести (вес) кузова вагона брутто;

N - расчетная продольная сила, действующая на вагон в соответствии с рассматриваемыми режимами (табл. 2.1);

$K\delta$ - коэффициент вертикальной динамики (п.2.6). Для оборудования размещаемого в пределах четверти ширины вагона, примыкающей к боковой стене,

$K\delta$ увеличивают на 0,125;

Q_x , - продольное ускорение, соответствующее расчетному режиму

$$d_{xI} = 3g (1,5g), \quad d_{xII} = 0,69 (0,3g).$$

В скобках даны величины для оборудования, устанавливаемого на уровне крыши вагона. В промежутке между рамой и крышей кузова вагона ускорение определяется по линейной интерполяции;

$O_y = 0,4g$ - расчетное ускорение массы закрепленного элемента оборудования в боковом направлении;

h - расстояние от центра масс загруженного кузова до оси автосцепки;

X - расстояние от среднего поперечного сечения вагона до центра масс закрепленного элемента оборудования;

$2l$ - база вагона.

2.19.2. Оборудование, жестко закрепленное на обрессоренной раме тележки, за исключением тягового двигателя, рассчитывается с учетом сил инерции, исходя из ускорений в вертикальном направлении равных $2g$ в средней части (между колесными парами) и $3g$ на консолях рамы для моторных тележек и, соответственно, $3g$ и $4g$ для немоторных. Ускорение всех частей рамы в поперечном направлении для обоих типов тележек принимается равный $1,5g$. Инерционные силы от тяговых двигателей определяются в соответствии с пп.5.7 и 5.9.2.

2.19.3. Элементы оборудования, жестко закрепленные на неподдресоренных частях тележки, рассчитываются с учетом сил инерции, исходя из ускорения массы деталей в вертикальной плоскости $15g$ при конструкционной скорости 130 км/ч (36 м/с).

2.19.4. При использовании в креплении вагонного оборудования амортизирующих устройств производится специальный динамический расчет с учетом упругих и диссипативных сил, из которого определяются силы для расчета узла крепления оборудования и виброизолирующие свойства амортизирующих устройств.

2.20. Инерционные силы для расчета деталей связи кузова с тележкой определяются исходя из ускорения массы тележки вдоль оси пути равного $3g$ для моторных и $6g$ для прицепных вагонов.

Напряжения в рассчитываемых элементах под действием этой силы, сложенные со статическими напряжениями от силы тяжести вагона (брутто), не должны превышать $0,90$ предела текучести материала.

$$\sigma_{250} = (\sigma_{ст} + \sigma_{ин}) 0,9$$

2.21. Предохранительные устройства рассчитываются на силу, равную двукратной силе тяжести (весу) предохраняемого элемента.

Максимальные расчетные напряжения в предохранительном устройстве не должны превосходить предела текучести материала.

2.22. Силы от работы механизмов, установленных на вагоне, должны учитываться при расчете тех элементов вагона, в которых при работе механизмов возникают напряжения. Полученные при этом напряжения суммируются с напряжениями от основных расчетных сил в соответствии с расчетными режимами (табл.2.1).

3. ОБЩИЕ МЕТОДЫ РАСЧЕТА НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТИ

3.1. При проектировании вагонов электропоездов и их узлов должна быть обеспечена необходимая несущая способность всех элементов, предназначенных для восприятия эксплуатационных сил.

Несущая способность элементов оценивается применительно к установленным настоящим нормам величинам и сочетаниям основных и дополнительных эксплуатационных сил по критериям:

- допускаемым напряжениям;
- допускаемым запасам сопротивления усталости;
- допускаемым запасам устойчивости;
- допускаемым деформациям (прогибам).

В каждом конкретном случае расчеты несущей способности должны выполняться по тем критериям, которые являются наиболее характерными для условий работы данного элемента.

Расчет элементов кузова производится по допускаемым напряжениям, на устойчивость, а отдельных элементов на сопротивление усталости.

Расчет элементов ходовых частей производится по допускаемым напряжениям и на сопротивление усталости.

Расчет по допускаемым деформациям обязателен при проектировании элементов, чрезмерные деформации (прогибы) которых могут явиться причиной нарушения работоспособности вагона или его узла, а также при проектировании амортизаторов, рессор и т.п.

3.2. Для расчета элемента или узла вагона от действия каждой или группы сил составляется соответствующая расчетная схема. Расчетная схема должна быть по возможности простой, но вместе с тем должна соответствовать данному виду нагружения, отражать конструктивные и кинематические особенности узла или элемента и условия его эксплуатации, позволять оценить с достаточной полнотой напряженное состояние в рассчитываемом элементе. При этом, наряду с теоретическим анализом, необходимо широко использовать накопленный экспериментальный материал и данные эксплуатации.

3.3. Расчетные схемы в зависимости от конструкции элемента или узла и действующей силы могут представлять собой пространственные или плоские рамы, фермы, балки с различным закреплением концов и на различных опорах, стержни, кривые брусья, балки-стенки, оболочки, тонкостенные стержни, балки на упругом основании и др.

Расчетные схемы стержневых систем, в зависимости от преобладающего характера деформаций, образуются осевыми линиями, проходящими через центры тяжести или через центры изгиба сечений элементов.

Рекомендации по расчетным схемам кузовов, рам тележек и осей

колесных пар приведены в разделах 4, 5, 7.

3.4. Напряжения в элементах конструкции вагонов должны определяться современными методами сопротивления материалов, теории упругости и строительной механики; при выполнении сложных расчетов рекомендуется использовать электронно-вычислительные машины.

3.5. При расчете сложнапряженных элементов определяются эквивалентные напряжения, которые не должны превышать допускаемых, установленных для соответствующего расчетного режима (табл. II.1).

Эквивалентные (приведенные) напряжения σ_3 определяются по формулам:

- для пластичных материалов при одноосном растяжении или сжатии (σ_x) и сдвиге (τ)

$$\sigma_3 = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau^2} \quad (3.1.)$$

- при двухосном растяжении или сжатии (σ_x, σ_y) и сдвиге (τ)

$$\sigma_3 = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \sigma_y + 3\tau^2} \quad (3.2.)$$

- для хрупких материалов при одноосном растяжении или сжатии (σ_x) и сдвиге (τ)

$$\sigma_3 = \frac{1-\alpha}{2} \sigma_x + \frac{1+\alpha}{2} \sqrt{\sigma_x^2 + 4\tau^2} \quad (3.3.)$$

- при двухосном растяжении или сжатии (σ_x, σ_y) и сдвиге (τ)

$$\sigma_3 = \frac{1-\alpha}{2} (\sigma_x + \sigma_y) + \frac{1+\alpha}{2} \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau^2} \quad \alpha = \frac{\sigma_g}{\sigma_g^1} \quad (3.4.)$$

где σ_g и σ_g^1 - абсолютные значения пределов прочности при растяжении и сжатии соответственно.

Для древесины или других анизотропных, в том числе полимерных, материалов эквивалентные напряжения не определяются, а о прочности их судят путем сопоставления нормальных и касательных напряжений, действующих вдоль и поперек волокон или осей однородности механических свойств, с соответствующими допускаемыми напряжениями (табл. 11.4).

3.6. Проверка прочности центрально сжатых, внецентренно сжатых и сжатоизогнутых стержней производится с учетом коэффициента продольного изгиба по формулам табл. 3.1.

Таблица -3.1. Формулы для расчета прочности стержней

Вид напряженного состояния	Расчетные формулы
1. Центральное сжатие	$\sigma = \frac{N}{F\varphi} \leq [\sigma] \quad (3.5)$
2. Изгиб	$\sigma = \frac{M}{W\varphi_{\delta}} \leq [\sigma] \quad (3.6)$
3. Внецентренное сжатие с изгибом - в плоскости действия изгибающего момента - в плоскости, перпендикулярной действиям изгибающего момента	$\sigma = \frac{N}{F\varphi_M} + \frac{M}{W} \leq [\sigma] \quad (3.7)$
	$\sigma = \frac{N}{k\varphi F} \leq [\sigma] \quad (3.8)$

Примечание: Учёт коэффициента продольного изгиба при расчете стержня на продольно-поперечный изгиб не требуется, если его сжатый пояс связан с жестким настилом. Обозначения к табл. 3.1.;

N - максимальная сжимающая сила;

M - максимальный расчетный изгибающий момент в рассматриваемом сечении;

F - площадь поперечного сечения стержня;

W - момент сопротивления сечения брутто в плоскости действия изгибающего момента для наиболее сжатого волокна;

φ - коэффициент продольного изгиба в плоскости наименьшей жесткости;

φ_{δ} - коэффициент уменьшения несущей способности стержня при изгибе;

φ_M - коэффициент продольного изгиба в плоскости действия изгибающего момента;

K - коэффициент влияния изгибающего момента на устойчивость сжато-изогнутого стержня.

Значения φ и φ_M определяются в функции наибольшей гибкости стержня по данным табл. 3.2.

Гибкость стержня определяется формулой:

$$\lambda = \frac{\beta l}{\sqrt{I/F}} \quad (3.9)$$

Таблица 3.2.

λ	Значения коэффициентов φ и φ_M					
	Материал					
	Ст 1-4 и 10-25	Ст 5 и 30	сталь низколегированная	АМг6-М	АМг5-М	ДСП марки "Б"
0	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
10	0,99	0,98	0,98	0,99	0,99	0,96
20	0,97	0,96	0,95	0,99	0,99	0,88
30	0,95	0,93	0,92	0,94	0,98	0,70
40	0,92	0,89	0,89	0,83	0,88	0,46
50	0,89	0,85	0,84	0,72	0,78	0,29
60	0,86	0,80	0,78	0,63	0,69	0,20
70	0,81	0,74	0,71	0,54	0,60	0,15
80	0,75	0,67	0,63	0,46	0,52	0,11
90	0,69	0,59	0,54	0,39	0,46	0,09
100	0,60	0,50	0,46	0,33	0,39	0,077
110	0,52	0,43	0,39	0,28	0,33	0,064
120	0,45	0,37	0,33	0,24	0,28	0,053
130	0,40	0,32	0,29	0,21	0,24	0,043
140	0,36	0,28	0,25	0,18	0,21	0,032
150	0,32	0,25	0,23	0,16	0,18	0,029
160	0,29	0,23	0,21	0,14	0,17	0,027
170	0,26	0,21	0,19	0,13	0,16	0,024
180	0,23	0,19	0,17	0,11	0,14	0,023
190	0,21	0,17	0,15	0,10	0,13	0,021
200	0,19	0,15	0,13	0,10	0,020	0,020

Таблица 3.3.

Значения коэффициента β

Схема закрепления и приложения нагрузки						
β	1,0	2,0	0,7	0,5	0,725	1,12

где l - расчетная длина стержня, равная расстоянию между точками закрепления сжатого пояса от поперечных смещений или расстоянию между поперечными стержнями, препятствующими повороту сечения стержня; для консольных частей принимается длина консоли;

I - момент инерции сечения стержня; при определении Φ и Φ_M принимается соответственно I_{min} и I_{max} ;

β - коэффициент приведения длины стержня, определяемый в зависимости от условий ее закрепления и приложения сил по табл. 3.3.

Коэффициент Φ_{δ} для двутавров определяется по формуле:

$$\Phi_{\delta} = \psi \frac{I_k}{I_y} \left(\frac{h}{l}\right)^2 \cdot 10^3 \quad (3.10)$$

где J_x , J_y - моменты инерции сечения двутавра относительно центральных осей ($J_x > J_y$);

h - полная высота сечения двутавра;

ψ - коэффициент, принимаемый по табл. 3.4 в зависимости от материала и параметра α_{δ} , определяемого по формулам:

- для прокатных сварных двутавров:

$$\alpha_{\delta} = 1,54 \frac{I_k}{I_y} \left(\frac{l}{h}\right)^2 \quad (3.11.)$$

где J_k - момент инерции сечения двутавра, при кручении;

- для сварных двутавров из стали, а также прокатных и сварных балок из алюминиевых сплавов при отсутствии отбортовок, утолщений по краям и значительных утолщений в углах сечения:

$$\alpha_{\delta} = B \left(\frac{l\delta_1}{bh}\right)^2 \cdot \left(1 + 0,5 \frac{h\delta^3}{b\delta_1^3}\right), \quad (3.12)$$

где δ - толщина стенки двутавра;

b и δ_1 - ширина и толщина полки двутавра. Если при расчете стальных конструкций полученное значение $\Phi_{\delta} > 0,85$ и при расчете конструкций из алюминиевых сплавов $\Phi_{\delta} > 0,667$, то вместо Φ_{δ} пользуются коэффициентом

Φ_{δ}^1 , определяемым по табл. 3.5. Проверка устойчивости швеллера,

изготовленного из углеродистых, низколегированных сталей и алюминиевых сплавов, производится так же, как двутавра, при этом α_{δ} вычисляется по формуле (3.12), но найденные значения Φ_{δ} умножаются на 0,5 при приложении силы в главной плоскости, параллельной стенке, и на 0,7 при приложении силы в плоскости стенки.

Таблица 3.4.

Коэффициент ψ для двутавра из сталей Ст3 и Ст4 (при наличии промежуточных закреплений верхнего пояса)

α_{δ}	ψ	α_{δ}	ψ	α_{δ}	ψ	α_{δ}	ψ
0,1	2,17	8	2,9	48	5,23	128	8,07
0,4	2,2	16	3,5	64	5,91	160	8,95
1,0	2,27	24	4,0	80	6,51	240	10,86
4,0	2,56	32	4,45	96	7,07	320	12,48

Примечание: Табличные значения ψ должны быть умножены на:

0,83 - для Ст5;

0,71 - для сталей марок 10Г2СД и 09Г2Д;

0,57 - для алюминиевого сплава АМг5 -М;

0,355 - для АМг6-М. Коэффициент K определяется по формуле:

$$K = \frac{1}{1 + \alpha m_x} \quad (3.13)$$

значения параметра α принимаются равными:

0,7 - для двутавров из стали;

0,8 - то же из алюминиевых сплавов;

0,6 - для стержней замкнутых коробчатых сечений при наличии не менее двух промежуточных диафрагм по длине стержня независимо от материала, а при отсутствии диаграмм α принимается как для двутавра;

m_x - относительный эксцентриситет;

$$m_x = \frac{F}{W} e_x; \quad e_x = \frac{M x}{N} \quad (3.14)$$

где e_x - эксцентриситет приложения продольной силы;

M_x - расчетный изгибающий момент.

Для стержней с концами, закрепленными от смещения перпендикулярно плоскости действия момента, расчетный момент M_x принимается равным максимальному моменту в пределах средней трети длины (но не менее половины наибольшего на длине стержня момента), а для консолей - моменту в заделке.

Таблица 3.5.

Значения коэффициентов φ_b и φ_b^1

Стальные конструкции		Конструкции из алюминиевых сплавов	
φ_b	φ_b^1	φ_b	φ_b^1
0,85	0,850	0,667	0,667
0,90	0,871	0,70	0,698
0,95	0,890	0,80	0,747
1,00	0,904	0,90	0,786
1,05	0,916	1,00	0,82
1,10	0,927	1,10	0,85
1,15	0,938	1,20	0,876
1,20	0,948	1,30	0,887
1,25	0,957	1,40	0,917
1,30	0,964	1,50	0,934
1,35	0,973	1,60	0,949
1,40	0,980	1,70	0,965
1,45	0,987	1,80	0,975
1,50	0,994	1,90	0,986
1,55	1,00	2,00	1,0

3.7. В области упругих деформаций критические напряжения для стержней определяются по формуле Эйлера:

$$\sigma_{кр_3} = \frac{\pi^2 E}{\lambda^2} \quad (3.15)$$

где E - модуль упругости;

λ - гибкость стержня; определяется по формуле (3.9) при $\beta = 1$ Формула (3.15) справедлива при $\lambda > \lambda_{нц}$;

$$\lambda_{нц} = \pi \sqrt{\frac{E}{\sigma_{нц}}} \quad (3.16)$$

где $\lambda_{нц}$ - предел пропорциональности при сжатии (для стали Ст3 $\lambda_{нц} = 200$ МПа, для стали 09Г2 $\lambda_{нц} = 270$ МПа).

За пределом пропорциональности критические напряжения определяются по следующим формулам:

- для стержней, изготовленных из материалов, имеющих на диаграмме растяжения-сжатия ярко выраженную площадку текучести (углеродистые и низколегированные стали):

$$\sigma_{кр} = \sigma_T \frac{a+v}{a+v+v^2}, \quad (3.17)$$

$$\text{где } a = \frac{\sigma_T}{\sigma_T - \sigma_{нц}} \quad v = \frac{\sigma_T}{\sigma_{кр_3}}$$

σ_T - предел текучести материала стержня;

- для стержней, изготовленных из материалов, не имеющих на диаграмме растяжения-сжатия ярко выраженной площадки текучести (например, алюминиевые сплавы):

$$\sigma_{кр} = \sigma_6 \frac{a_1+v_1}{a_1+v_1+v_1^2}, \quad (3.18)$$

$$\text{где, } a_1 = \frac{\sigma_6}{\sigma_6 - \sigma_{нц}} \quad v_1 = \frac{\sigma_6}{\sigma_{кр_3}}$$

σ_6 - предел прочности материала стержня. Формулы (3.17) и (3.18)

справедливы при $0 \leq \lambda \leq \lambda_{нц}$ Если по формуле (3.17) $\sigma_{кр} > \sigma_T$, то

принимается $\sigma_{кр} = \sigma_T$

Момент инерции сечения стержня с учетом части обшивы определяется относительно центральной оси, параллельной срединной поверхности обшивы.

3.8. Тонкие пластины, подвергнутые одноосному сжатию (рис. 3.1а), имеют в области упругих деформаций критические напряжения, определяемые формулой:

$$\sigma_{кр} = K \frac{E}{1-\mu^2} \cdot \left(\frac{\delta}{b} \right)^2, \quad (3.19)$$

где E и μ - упругие постоянные материала пластины (табл. 3.14);

K - коэффициент, зависящий от отношения сторон пластины (a/b) и от условий ее закрепления, определяемый по табл. 3.6...3.10.

Таблица 3.6.

Для пластины, свободно опертой по контуру								
a/b	0,2	0,3	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4
K	22,2	10,9	6,92	4,23	3,45	3,29	3,40	3,68
a/b	1,6	1,8	2,0	2,2	2,4	2,7	3,0	∞
K	3,45	3,32	3,29	3,32	3,40	3,32	3,29	3,29

Таблица 3.7.

для пластины, заделанной по контуру					
a/b	1,0	2,0	3,0	5,0	∞
K	7,7	6,7	6,4	6,0	5,73

Таблица 3.8.

Для пластины, заделанной сторонами a и свободно опертой сторонами b

a/b	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	1,0
K	7,76	6,32	5,80	5,76	6,00	6,32
a/b	1,2	1,4	1,6	1,8	2,1	∞
K	5,80	5,76	6,00	5,80	5,76	5,73

Таблица 3.9.

Для пластины, заделанной, сторонами b и свободно опертой сторонами a										
a/b	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,7	1,8	2,0	3,0
K	11,0	7,18	5,54	4,8	4,48	4,39	4,39	4,26	3,98	3,63

Таблица 3.10.

Для пластины, опертой по сторонам b и одной из сторон a , другая сторона a - свободна

a/b	0,5	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0
K	3,62	1,19	0,94	0,78	0,69	0,62	0,57	0,50	0,46	0,42	0,42

При недостаточно ясно выраженных условиях закрепления пластины рекомендуется принимать условия ее свободного опирания. Случай одной свободной стороны пластины применяется при оценке устойчивости полок сжатых уголков и отбортовок в балках-стенках кузовов.

3.9. Тонкие пластины, подвергнутые чистому сдвигу в области упругих деформаций (рис. 3.1б) имеют критические напряжения, определяемые формулой:

$$\sigma_{кр} = K \frac{E}{1-\mu^2} \left(\frac{\delta}{b} \right) \quad (3.20)$$

Обозначения E и μ по п.3.8. Значения коэффициента K даны в табл. 3.11 и 3.12.

Таблица 3.11.

Для пластины, свободно опертой по контуру									
a/b	1,0	1,2	1,4	1,5	1,6	1,3	2,0	2,5	3,0
K	7,72	6,58	6,0	5,84	5,76	5,59	5,45	5,18	5,02

Таблица 3.12.

Для пластины, заделанной по контуру			
a/b	1,0	2,0	∞
K	12,7	9,5	7,5

Случай свободного опирания пластины рекомендуется принимать при оценке устойчивости листа обшивки в балках-стенках вагона.

3.10. Тонкие пластины, подвергнутые сжатию и изгибу в их плоскости, при линейном изменении интенсивности напряжений σ по ширине сечения b (рис.

3.1в) по закону $\sigma = \sigma_0(1 - \alpha \frac{y}{b})$ (где $\alpha = 1 - \frac{\sigma_0^1}{\sigma_0}$; σ_0 и σ_0^1 - напряжения

в сторонах b ; $\sigma_0 < 0$ - наибольшее сжимающее напряжение; y - координата

точки на стороне b при $0 \leq y \leq b$) имеют в области упругих деформаций значения критических напряжений, определяемые формулой (3.19). Значения коэффициента K в случае свободного опирания сторон пластины даны в табл. 3.13.

Таблица 3.13.

Для свободно опертой пластины

$\frac{a/b}{\alpha}$	Отношение								
	0,4	0,5	0,6	0,667	0,75	0,8	0,9	1,0	1,5
2	23,9	21,0	19,8	19,6	19,8	20,0	21,0	21,0	19,8
4/3	15,4	-	10,6	-	9,4	9,2	-	9,0	9,4
1	12,4	-	8,0	-	6,9	6,7	-	6,4	6,9
4/5	10,9	-	6,8	-	5,8	5,7	-	5,4	5,8
2/3	8,9	-	5,8	-	5,0	4,9	-	4,8	5,0

В случае чистого изгиба $\alpha = 2$.

3.11. Устойчивость подкрепленных пластин проверяется следующим образом:

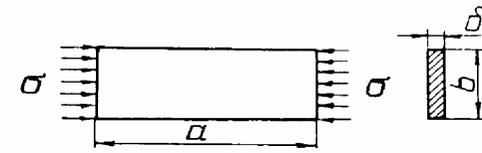
3.11.1. Для пластины, подкрепленной ребрами или гофрами и свободно опертой по контуру (рис. 3.1г), для случая сжатия по стороне b критические напряжения определяются формулой:

$$\sigma_{кр} = \frac{2\pi^2}{b^2 \delta} \cdot \frac{E}{1 - \mu^2} \sqrt{I_x I_y}$$

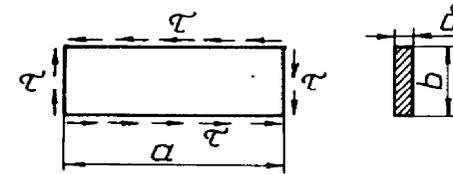
Где I_x I_y - моменты инерции сечений 1-1 и 2-2 пластина, подкрепленной ребрами, приходящиеся соответственно на единицу длины a и ширины b пластины.

Приведенная формула справедлива для пластины при $a > 64 \sqrt{\frac{I_x}{I_y}}$

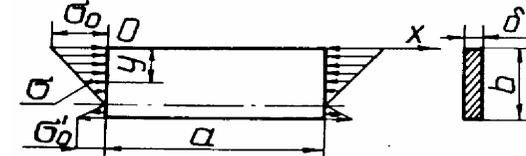
Расчетные схемы пластины



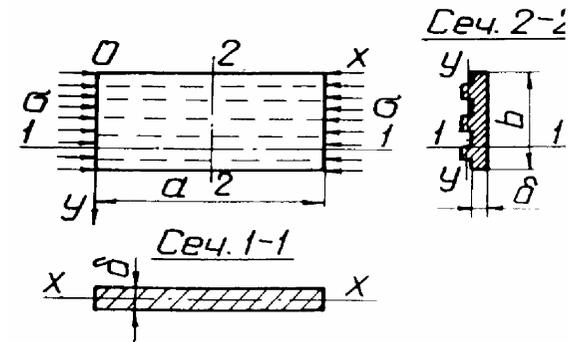
а)



б)



в)



г) Рис. 3.1.

5.11.2. Для панели обшивы в среднем участке крыши учитывается кривизна участка, оцениваемая безразмерным параметром $v^2/R\delta$ при

этом критические напряжения определяются по формулам:

$$\sigma_{кр} = 3,6 \frac{E\delta^2}{B^2}, \quad \text{при } \frac{b^2}{R\delta} \leq 20; \quad (3.22)$$

$$\sigma_{кр} = 0,12 \frac{E\delta}{R}, \quad \text{при } \frac{b^2}{R\delta} > 20, \quad (3.23)$$

где b - расстояние между гофрами;

R - радиус кривизны панели;

δ - толщина обшивы.

3.11.3. Для склона крыши рассматривается цилиндрическая панель, расположенная между дугами, сжатая вдоль образующей, с шарнирным

$$\sigma_{кр} = 0,1B \frac{E\delta_{ск}}{R_{ск}}, \quad (3.24)$$

опиранием по контуру. Критические напряжения определяется по формуле:

где $R_{ск}$ и $\delta_{ск}$ - радиус кривизны оболочки склона и её толщина.

3.11.4. для элементов конструкций, выполненных в виде ортотропных цилиндрических оболочек (крыша вагона, рис. 3.2), критические напряжения при осевом сжатии зависят от длины полуволны продольного изгиба, определяемой по формуле:

$$c = \pi \sqrt[4]{\frac{D_{np} R^2 \eta}{E\delta}}; \quad (3.25)$$

при $c \leq a$:

$$\sigma_{кр} = \frac{0,6}{R\delta(1+\nu_x)} \sqrt{\frac{E\delta D_{np}}{\eta}}; \quad (3.26)$$

при $c > a$:

$$\sigma_{кр} = \frac{0,6}{\delta(1+\nu_x)} \cdot \left(\frac{D_{np} \pi^2}{a^2} - 0,125 \frac{E\delta \alpha^2}{R^2 \pi^2 \eta} \right), \quad (3.27)$$

где

$$D_{np} = (1+\mu) \left(2D + \frac{EJ_y}{\delta} \right) + \frac{G\delta^3}{3};$$

$$\eta = (1-\mu) \left(\frac{1}{1+\nu_x} + 1 \right) + 2(1+\mu);$$

$$D = \frac{E\delta^3}{12(1-\mu^2)} \quad \text{-цилиндрическая жесткость обшивы;}$$

$$\nu_x = \frac{F_x}{B\delta};$$

a и b - расстояние между дугами (поперечными ребрами жесткости) крыши и гофрами, соответственно (рис. 3.2)

I_y, F_x - момент инерции и площадь поперечного сечения гофра, определяемые без учета прилегающей к ним обшивы (рис. 3.3, 3.4);

момент инерции I_y вычисляется относительно оси 0-0, лежащей в срединной поверхности оболочки;

R - радиус кривизны оболочки крыши;

E, G, μ - упругие постоянные материала крыши (табл.3.14).

Коэффициент запаса устойчивости крыши определяется по наименьшему из

найденных значений $\sigma_{кр} \cdot \bullet$

3.12. Наряду с обычно учитываемыми напряжениями от растяжения, сжатия, изгиба, сдвига и кручения, в тонкостенных стержнях относительно небольшой длины с незамкнутым профилем сечения учитываются напряжения, вызванные стеснением деформаций сечений.

В тонкостенных стержнях с замкнутым профилем поперечного сечения учитывается неравномерность распределения напряжений от изгиба по ширине сечения, обусловленная эксцентричным присоединением дополнительных элементов (рис. 3.4).

Эта неравномерность учитывается формулой

$$G = \frac{M}{W} K, \quad (3.28)$$

$$K = 1 + \frac{J_\delta}{J_{2p}} \cdot \frac{1}{1 + \frac{J_\delta}{J_3}} (1 - e^{-2mc} \cdot \cos 2m\epsilon); \quad (3.29)$$

где K - коэффициент неравномерности напряжений

I_0 - момент инерции основного сечения стержня (без

присоединенного элемента);

- момент инерции сечения грани;

I_3 - момент инерции сечения присоединенного элемента;

$2c$ - длина эксцентрично присоединенного элемента;

(3.30)

$$m = \sqrt[4]{\frac{12\delta^2}{(1-\mu) \cdot h^6}} \quad \delta - \text{толщина грани;}$$

h - высота грани;

μ - коэффициент Пуассона;

e - основание натуральных логарифмов;

M - изгибающий момент в сечении 1-1;

W - момент сопротивления сечения 1-1.

Расчетная схема крыши

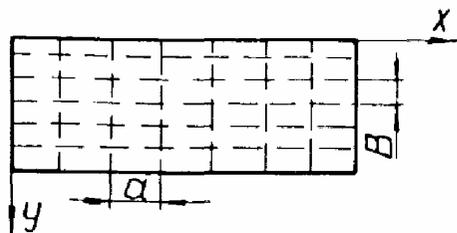
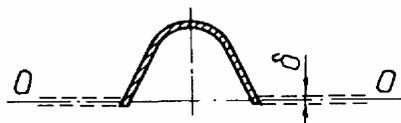
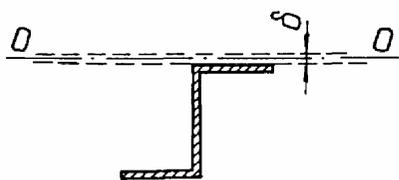


Рис. 3.2.

Расчетные схемы гофра С а) и продольного стержня б)



а)



б)

Рис. 3.3.

Расчетная схема балки

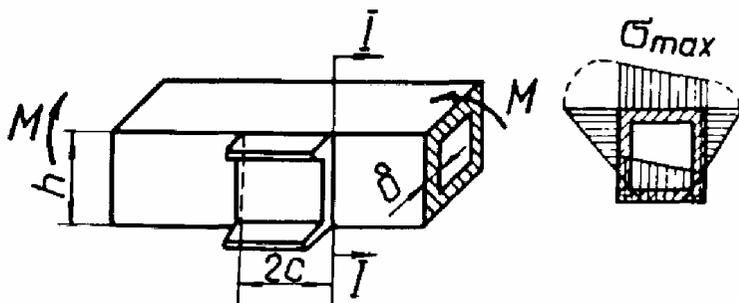


Рис. 3.4.

3.15. При определении геометрических параметров поперечных сечений (площади, моменты инерции, моменты сопротивления) для расчетов на растяжение-сжатие и изгиб обшивки кузова учитываются элементы набора и часть сечения примыкающей к ним обшивки.

Под элементами набора понимаются как приваренные к обшивке продольные и поперечные жесткие элементы, так и заменяющие их отгибки и выштамповки самой обшивки. При толщине стальной обшивки $\delta \leq 3$ мм принимается, что ширина каждой из полос обшивки, работающая совместно с элементом набора, не должна превышать 20δ .

5.14. В расчетах статически неопределимых систем при определении усилий взаимодействия элементов, а также в расчетах на устойчивость, геометрические параметры сечений элементов определяются для сечения с учетом номинальных толщин элементов. При определении напряженного состояния в сечениях элементов эти параметры устанавливаются для сечений с учетом местных ослаблений.

Для несущих конструкций из сталей, не содержащих антикоррозионных компонентов, и при отсутствии специальных покрытий, расчетная толщина листов обшивки принимается с учетом утонения вследствие коррозии. Величина учитываемого утонения указывается в техническом задании на проектирование данного вагона.

5.15. При определении деформаций элементов постоянные величины принимаются по табл. 3.14.

Таблица 3.14.

Постоянные величины

Материал	Модуль упругости E , МПа	Модуль сдвига G , МПа	Коэффициент Пуассона μ	Коэффициент линейного расширения α , град ⁻¹
Углеродистые стали всех марок	$0,21 \cdot 10^6$	$0,08 \cdot 10^6$	0,3	$12 \cdot 10^{-6}$
Стальное литье	$0,175 \cdot 10^6$	"-	"-	"-
Чугун	$0,085 \cdot 10^6$ $0,15 \cdot 10^6$	$0,03 \cdot 10^6$ $0,04 \cdot 10^6$	0,25	$10 \cdot 10^{-6}$
Медь техническая	$0,08 \cdot 10^6$	$0,03 \cdot 10^6$	0,3	$16 \cdot 10^{-6}$
Бронза	$0,11 \cdot 10^6$	$0,04 \cdot 10^6$	0,3	$18 \cdot 10^{-6}$
Нержавеющие стали X14Г14Н4Т, X14Г14Н5	$0,20 \cdot 10^6$	$0,076 \cdot 10^6$	0,3	$16 \cdot 10^{-6}$
Алюминиевый сплав Амгб, лист горячекатаный	$0,07 \cdot 10^6$	$0,027 \cdot 10^6$	0,3	$27 \cdot 10^{-6}$
Полиэфирный стеклопластик на основе стеклоткани при растяжении-сжатии:				
по основе*	$2,1 \cdot 10^4$; $2,4 \cdot 10^4$	-	0,15; 0,20	-
по утку *	$1,3 \cdot 10^4$; $1,8 \cdot 10^4$	-	0,09; 0,10	-
под углом 45° * к нитям осн. С	$0,7 \cdot 10^4$; $1,3 \cdot 10^4$	-	0,07; 0,065	-

Первая цифра соответствует деформации растяжения, а вторая - деформации сжатия.

4. РАСЧЕТНЫЕ СХЕМЫ И МЕТОДЫ РАСЧЕТА КУЗОВА

4.1. Кузова проектируемых вагонов электропоездов должны иметь цельнонесущую конструкцию типа замкнутой оболочки, выполненную из набора продольных и поперечных жестких элементов, связанных листовой обшивкой. Элементы набора образуются присоединяемыми к листовой обшивке стержнями, а также выштамповкой или отгибкой самой обшивки.

На конце кузова поперечная рамка, состоящая из стоек, дуги и поперечной балки, должна быть совмещена с торцевой стеной. Для лобовой стены обтекаемой формы поперечная рамка должна быть максимально приближена к концу кузова.

4.2. Расчетная схема кузова должна, по возможности, наиболее точно отражать действительную работу конструкции.

4.2.1. Допускается принимать расчетную схему кузова в виде статически неопределимой плоской безраскосной фермы. Надоконная и подоконная части кузова рассматриваются в этом случае как пояса, а простенки как стойки. Расчет по этой схеме рекомендуется производить методом сил. При этом необходимо учитывать действие трех видов внутренних усилий в каждом замкнутом контуре: изгибающего момента, нормальной и перерезывающей силы. При определении внутренних усилий необходимо учитывать деформации изгиба, растяжения или сжатия и деформации сдвига элементов стержневой системы.

По найденным внутренним усилиям определяются нормальные и касательные напряжения в поясах и простенках.

4.2.2. В тех случаях, когда выбранная основная расчетная схема не позволяет правильно учесть работу рамы в общей расчетной схеме кузова, при расчете на продольную нагрузку дополнительно рекомендуется производить отдельный расчет рамы в горизонтальной плоскости.

Полученные при этом расчете напряжения в элементах рамы суммируются с напряжениями, определенными при расчете кузова в целом.

4.2.3. При определении продольной силы, действующей на раму, принимается, что металлический пол воспринимает на себя часть силы, соответствующую соотношению редуцированной площади сечения металлического пола и площади сечения продольных балок рамы. Панели пола должны быть проверены на устойчивость при

Действию соответствующей части продольной силы (раздел 3).

4.3. Выбор поперечных сечений основных несущих продольных элементов рамы кузова (хребтовые балки, раскосы, продольные балки) и зон перехода между этими элементами рекомендуется производить таким образом, чтобы уровень суммарных напряжений по I расчетному режиму в указанных элементах по длине кузова не отличался между собой более чем на 0,16 σ_T материала элемента.

4.4. При оценке напряженного состояния в углах оконных и дверных проемов должна быть учтена концентрация напряжений. Коэффициент концентрации напряжений K определяется в зависимости от отношения радиуса закругления в углу проема r к ширине простенка B по данным табл. 4.1.

Таблица 4.1.

Значения коэффициента концентрации напряжений									
*0%	0,05	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	1,0
k	2,0	1,8	1,65	1,55	1,47	1,4	1,35	1,28	1,22

Примечание: 1. Если данными экспериментальных исследований подобной конструкции установлено, что зона концентрации максимальных напряжений в углу проема расположена на расстоянии не менее 20 мм от кромки листа, то допускаемые напряжения (табл. 11.1) в этом случае могут быть увеличены на 10 %.

2. При выборе значений коэффициента K допускается использование надежных экспериментальных данных.

4.5. Расчет консольной части рамы на действие продольных сил выполняется по схеме, соответствующей её конструкции. В эту схему могут быть введены только продольные элементы нижнего пояса боковой стенки при условии, если конструкцией рамы предусмотрена передача на них соответствующих сил. Остальная консольная часть боковой стенки и торцевая стенка рассматриваются в этом расчете как жесткий контур, поддерживающий раму в вертикальном направлении. Вертикальный изгиб рамы учитывается при приложении сил не в плоскости рамы.

4.6. При расчете боковых стен и шкворневых балок рамы кузова допускается учитывать влияние вертикальных составляющих от действия центробежной силы и силы давления ветра путем увеличения на 12,5 % напряжений, полученных при расчете этих элементов от силы тяжести (веса) вагона брутто.

4.7. При расчете кузова в целом рекомендуется вес вагона (тару) принимать в виде ступенчато распределенных и сосредоточенных сил.

Элементы конструкции, непосредственно воспринимающие сосредоточенные силы, должны дополнительно рассчитываться на их действие.

4.8. Для обеспечения прочности вагона при возможных, эксплуатационных схемах нагружения, не предусмотренных в расчете, при проектировании кузова цельнометаллической конструкции, должны быть выполнены следующие дополнительные условия.

4.8.1. Сумма моментов сопротивления всех стоек концевой части кузова, изготовленных из стали Ст3 или стали 20, должна быть не менее $500 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$, а в лобовой части головных вагонов - не менее $600 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$. В концевой части вагона, а для головных и в лобовой стене, должны быть поставлены главные стойки с суммарным моментом сопротивления в расчетном сечении не менее $400 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$ (для лобовых стен головных вагонов указанные нормативы относятся к подоконному поясу).

Верхние и нижние сечения каждой из стоек, а также их опорные конструкции, должны быть равнопрочны на срез и изгиб расчетному сечению стойки, расположенному на расстоянии 0,5 м от нижней опоры, при загрузке стойки в этом сечении поперечной сосредоточенной силой. При указанной оценке равнопрочности, стойка рассматривается как балка на двух опорах.

Толщина стенок сечения главных стоек должна быть не менее 4 мм, при этом с наружной стороны сечение стойки должно иметь плоскую полку шириной не менее 50 мм. Предпочтительной является замкнутая (коробчатая) форма сечения главных стоек.

4.8.2. Момент сопротивления стоек боковой стены, изготовленных из стали Ст3 или стали 20, должен быть не менее $10 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$ на 1 м длины стенки (подсчитывается для панели между серединами двух окон).

4.8.5. Момент сопротивления дуг крыши, изготовленных из стали Ст3 или стали 20, должен быть не менее $3 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$ на 1 м^2 горизонтальной проекции площади панели крыши, прилегающей к дуге.

4.8.4. При определении моментов сопротивления главных и боковых стоек, а также дуг крыши сечения элементов набора принимаются с учетом работы части листовой обшивки, прилегающей к элементу. Учитываемая ширина полосы листа обшивки с каждой стороны элемента принимается равной 20 его толщин.

4.8.5. Толщина листов обшивы из стали Ст3 нижней части стенки должна быть меньше 2,0 мм, а верхней части стен, крыши и гофрированного пола - не менее 1,4 мм. При условии применения для обшивы стали с повышенными, по сравнению со сталью Ст3, антикоррозионными свойствами и надлежащих обоснованиях, толщина обшивы может приниматься меньшей. В местах, не обеспеченных надежной защитой от коррозии, расчетная толщина обшивы должна приниматься на 0,25...0,5 мм меньше фактической.

Рекомендуется применять гофрированную обшиву кузова. Отношение полной высоты гофра к толщине листа рекомендуется выбирать не менее 8...10. В случае применения гофрированной обшивы с отношением шага гофра к толщине листа не более 100 для боковых стен и пола и не более 300 для крыши при радиусе ее закругления, не превышающем 5 м, допускается при расчете кузова определять геометрические характеристики поясов и простенков с учетом полного сечения листов обшивы.

4.9. Элементы жесткости крыши должны дополнительно рассчитываться на действие двух вертикальных сил по 1 кН каждая, распределенных на площадке 0,2x0,2 м и приложенных на расстоянии 0,5 м друг от друга в любой части крыши. Напряжения от указанных сил должны суммироваться с напряжениями, полученными при расчете кузова в целом от вертикальной статической силы, и не должны превышать 0,9 σ_T .

4.10. Помимо расчета на прочность при проектировании кузовов необходимо обеспечить запас устойчивости элементов конструкции. Для обеспечения запаса устойчивости элементов нормальные сжимающие напряжения в них не должны превосходить критических напряжений (определенных по формулам раздела 3), деленных на коэффициент запаса устойчивости. Величина коэффициента запаса устойчивости должна быть не менее:

при I расчетном режиме:

- для листов обшивы крыши - 1,05;
- для листов обшивы подоконного пояса и пола - 1,25,
- для стержневых элементов - 1,1;
- для склона крыш - 1,2;
- для средней части крыши - 1,3;

при II расчётном режиме для всех элементов - 1,5.

4.11. При проектировании несущих элементов кузовов следует избегать переходов в конфигурации, приводящих к повышенной концентрации напряжений;

- предусматривать усиление зон отверстий размером более 30 мм, расположенных в напряженных зонах элементов, путем армировки их кромок;
- предусматривать подкрепление ребрами полков у мест перегибов при расположении последних в напряженных зонах;
- предусматривать постановка ребер, усиливающих стенки балок в местах передачи на них значительных усилий;
- обеспечивать восприятие значительных поперечных усилий стенками балок (восприятие этих усилий только полками балок не допускается).

4.12. При проектировании узлов соединения стержневых элементов рам кузовов в местах передачи сосредоточенных сил и моментов от одного элемента на другой необходимо выполнять условия:

- оси всех стержней узла должны пересекаться в одной точке;
- должны обеспечиваться плавные переходы с изменением поперечных сечений элементов для равномерного восприятия ими действующих моментов и сил.

4.13. В целях обеспечения требований к плавности хода частота первого тона изгибных колебаний кузова вагона в вертикальной продольной плоскости должна быть не ниже 8 Гц. Не допускается также совпадение этой частоты с частотами колебаний подпрыгивания и галопирования тележки. Приближенные значения собственной частоты изгибных колебаний кузова рекомендуется определять по формуле:

$$\nu = 0,8 \left(\frac{L}{l} \right)^2 \sqrt{\frac{1}{f} \left[5 - 24 \left(\frac{\alpha}{L} \right)^2 \right]}, \quad \Gamma_{ц}, \quad (4.1)$$

где L - длина кузова, м;

f ~ прогиб кузова в среднем сечении от расчетной силы по п.2.2, м; предварительно допускается определять из расчета кузова, как балки на двух опорах; более точное значение определяется из расчета кузова на прочность по МКЭ с использованием ЭВМ; может приниматься по результатам эксперимента;

l - база вагона, м;

α - длина консольной части кузова, м.

4.14. Основные элементы вагона и узлы крепления оборудования рекомендуется проверять на отсутствие резонансных вибраций при движении вагона и работе размещенных на кузове механизмов. Эту проверку целесообразно производить с использованием имеющихся экспериментальных данных. Рекомендуемое соотношение частот собственных

колебаний элементов вагона (с учетом упругости их подвески) и соответствующих вынужденных колебаний - не менее 1,4. В тех случаях, когда данная рекомендация конструктивно невыполнима, должны быть предусмотрены дополнительные мероприятия по снижению напряжений в соответствующих несущих элементах.

4.15. Узлы кузова, воспринимающие сосредоточенную знакопеременную нагрузку (элементы соединения тележек с кузовом, крепления массивного оборудования и т.п.), дополнительно проверяются на сопротивление усталости по формулам раздела 6, при этом динамические напряжения определяются расчётным или экспериментальным путем.

5. РАСЧЕТ РАМ ТЕЛЕЖЕК

5.1. Оценка прочности рам тележек электропоездов производится по допускаемым напряжениям и по запасу сопротивления усталости.

5.2. Рамы тележек рассчитываются на одновременное действие вертикальных, боковых и кососимметричных сил, а также сил тяги или торможения согласно разделу 2 настоящих норм.

5.3. При оценке прочности по допускаемым напряжениям сочетания расчетных сил выбираются в соответствии с режимами, указанными в табл. 2.1. Напряжения от всех учитываемых сил суммируются. При этом напряжения от динамических сил определяются для конструкционной скорости и суммируются согласно п.5.5.

5.4. При оценке прочности по запасу сопротивления усталости статическая составляющая напряжений оправляется суммированием напряжений от силы тяжести (веса) кузова (брутто) и силы тяжести (веса, тяговых двигателей, а динамические напряжения суммируются в зависимости от скорости согласно п.5.5.

5.5. Суммарные динамические напряжения в расчетных сечениях рамы определяются в предположении о независимости действия основных динамических сил, указанных в п.п. 5.6.. 5.9, и определяются по формуле:

$$\sigma_c(V) = \sqrt{\sigma_k^2(V) + \sigma_{av}^2(V) + \sigma_n^2(V) + \sigma_\Gamma^2(V)}, \quad (5.1)$$

где $\sigma_c(V)$ - суммарные динамические напряжения, соответствующие скорости V ;

$\sigma_k(V)$ - динамические напряжения, определенные от силы по п. 5.6;

$\sigma_{av}(V)$ - динамические напряжения, определенные от силы по п. 5.7;

$\sigma_n(V)$ - динамические напряжения, определенные от силы по п. 5.8;

$\sigma_\Gamma(V)$ - динамические напряжения, определенные от сил по п.5.9.

5.6. - Динамическая сила от колебаний кузова, действующая на раму (и другие обрессоренные детали тележки!), определяется в зависимости от скорости в соответствии с п.2.5 и прикладывается к раме аналогично вертикальной статической силе. Динамические напряжения в расчетных сечениях рамы от этой силы определяются умножением статических напряжений на коэффициент вертикальной динамики, п. 2.6.

$$P_{dB} = 0,036 \cdot Q_d \cdot V, \text{ кН}, \quad (5.2)$$

5.7. Инерционные силы от колебаний тяговых двигателей в вертикальной плоскости (в случае опорно-рамного подвешивания тяговых двигателей) определяются в зависимости скорости движения по формуле:

где Q_d - сила тяжести (вес) Двигателя, кН;
 V - скорость движения, м/с.

При определении напряжений в раме эти силы прикладываются в центрах масс двигателей и уравниваются по опорам рамы на колесные пары.

5.8. Динамические силы, возникающие при колебаниях тягового привода в вертикальной плоскости и воспринимаемые рамой через узлы его подвески, определяются по формуле:

$$P_p = M_d'' \frac{i+1}{L}, \text{ кН}, \quad (5.3)$$

где M_d'' - динамический крутящий момент на

валу тягового двигателя, кНм. определяется в соответствии с п.8.6;

L - плечо приложения силы P_p , м;

$i \geq 1$ - передаточное число редуктора.

При определении напряжений в раме эти силы уравниваются по ее опорам на колесные пары.

5.9. В качестве расчетных сил, действующих на раму тележки в горизонтальной плоскости, принимаются продольная сила от тяговых поводков центрального подвешивания и поперечная инерционная сила от колебаний тяговых двигателей, которые уравниваются динамическими рамными силами в элементах связи рамы с колесными парами. Динамические рамные силы определяются из условия равновесия тележки с учетом сил сцепления между колесами и рельсами согласно расчетной схеме, приведенной в приложении 1.

5.9.1. Продольные силы от тяговых поводков центрального подвешивания прикладываются к кронштейнам тяговых поводков и определяются по формуле:

$$P_r(V) = \frac{V}{V_k} \cdot \frac{M_c}{2l_n}, \text{ кН}, \quad (5.4)$$

где V и V_k - соответственно расчетная и конструкционная скорости, м/с;

M_c - момент сопротивления повороту тележки в скользунах, кНм;

$2l_n$ - Расстояние между осями тяговых поводков, м.

5.9.2. поперечные инерционные силы от колебаний тяговых двигателей прикладываются в центрах масс двигателей и определяются по формуле:

$$P_{dr}(V) = 0,018 \cdot Q_d \cdot V, \text{ кН}, \quad (5.5)$$

где Q_d - сила тяжести (вес) двигателя, кН ;

V - скорость движения, м/с.

5.9.3. При расчете напряжений в раме тележки принимаются, что поперечные инерционные силы обоих тяговых двигателей направлены в одну сторону и создают момент одного знака с моментом продольных сил по тяговым поводкам.

Поперечные и продольные составляющие динамических равных сил, определенные в результате расчета (приложение 1), в каждом отдельном случае, с учетом конструкции элементов связей колесных пар с рамой, должны быть распределены пропорционально жесткостям этих элементов.

5.10. Расчетная схема рамы: тележки выбирается в зависимости от ее конструкции, системы подвешивания, вида связей с кузовом и колесными парами и представляет собой в общем случае пространственную статически неопределимую систему.

Для определения внутренних сил, связанных со статической неопределенностью рам, может быть применен любой из существующих методов строительной механики (метод сил, метод деформаций и др.), наиболее удобный в каждом конкретном случае. При этом в элементах рам тележек учитываются следующие виды деформаций:

- деформации изгиба учитываются во всех основных элементах рамы. эти деформации могут не учитываться в общей схеме расчета для элементов, имеющих относительно малую жесткость, при работе их параллельно с другими элементами большей жесткости изгиб указанных элементов учитывается в расчете их на местные силы, приложенные к ним непосредственно. деформации изгиба стержней сварных рам тележек учитываются на всей их длине, равной расстоянию между пересечениями линий расчетной схемы;

- деформации растяжения и сжатия учитываются, как правило, во всех элементах расчетных схем;

- деформации сдвига учитываются только в элементах, работающих на изгиб, длина которых мала по сравнению с высотой (меньше четырехкратной высоты их);

- деформации кручения учитываются в основных элементах рамы подверженных действию крутящих моментов. Допускается пренебрегать кручением элементов с открытым профилем сечения, работающих параллельно

тельно с мощными элементами закрытого профиля;

- деформации стесненного кручения учитываются только в элементах с сечением открытого профиля, имеющих небольшую протяженность. В рамах тележек, выполненных целиком из балок открытого профиля, а также, имеющих все поперечные или продольные балки открытого профиля сечения, эти деформации учитываются только в расчетах на вертикальную кососимметричную силу. деформации стесненного кручения учитываются по теории кручения стержней с учетом толщины стенок.

5.11. Определение напряжений от найденных внутренних и внешних сил производится обычными методами сопротивления материалов с учетом кривизны стержней и других конструктивных факторов, усложняющих напряженное состояние.

5.12. Кронштейны, приваренные к раме для подвески и крепления различных узлов тележки, при оценке прочности по допускаемым напряжениям рассчитываются на максимально действующие на них силы в соответствии с разделом 2, а при оценке запаса сопротивления усталости от воздействующих на эти кронштейны соответствующих статических и динамических сил.

5.13. Расчет напряжений от отдельных (или групп) статических и динамических сил, суммарных напряжений, соответствующих заданным режимам нагружения при оценке прочности по допускаемым напряжениям, а также амплитуд приведенных динамических напряжений, эквивалентных по повреждающему действию эксплуатационным, и запаса сопротивления усталости (раздел 6) рекомендуется выполнять на ЭЦВМ с использованием комплекса универсальных программ "FRAME", разработанных специально для расчетов рам тележек самоходных вагонов с учетом требований настоящих норм.

6. ОЦЕНКА СОПРОТИВЛЕНИЯ УСТАЛОСТИ

6.1. Для основных деталей ходовых частей, работающих в условиях вибрационного нагружения, дополнительно к оценке прочности по допускаемым напряжениям требуется производить обязательную оценку запаса сопротивления усталости по условию:

$$\frac{(\sigma_{-10})_{95}}{\sigma_{\alpha}^N} \geq [n], \quad (6.1)$$

где $(\sigma_{-10})_{95}$ - предел выносливости детали при базе испытаний N_0 , соответствующей вероятности неразрушения $P = 95\%$;

σ_{α}^N - условная расчетная амплитуда напряжений симметричного цикла, эквивалентных по повреждающему действию на базе испытаний N_0 циклов эксплуатационным напряжениям за срок службы;

$[n]$ - минимально допускаемый коэффициент запаса сопротивления усталости.

6.2. Условная расчетная амплитуда напряжений симметричного цикла определяется из выражения:

$$\sigma_{\alpha}^N = 1,4 \sqrt{\frac{T \tau}{N_0} f_0 \Gamma \left(\frac{m+2}{2} \right) \sum_{v=0}^{v=N_k} \left(\frac{\Delta \sigma(v)}{\bar{\sigma}} \right)^m p_{v_i}}, \quad (6.2)$$

где T - расчетная усталостная долговечность (в годах). Принимается в соответствии с требованием технического задания на проектирование, а при отсутствии этого требования - равной 38 годам;

$N_0 = 10^7$ циклов - база испытаний;

τ - время (в секундах) эксплуатации поезда в течение года. Определяется как отношение среднегодового пробега L к средней эксплуатационной скорости V_{cp} . При отсутствии специальных требований принимать $L = 150 \cdot 10^6$ м, $V_{cp} = 15,5$ м/с, $\tau = 0,965 \cdot 10^7$ с;

m - показатель степени кривой усталости. Определяется по результатам стендовых испытаний на усталость или вычисляется по приближенной формуле $m = 14/K_{\sigma D}$. При отсутствии экспериментальных данных ориентировочно принимаются $m = 3,5 \dots 6$ для сварных конструкций из листа, проката, штамповок, и $m = 3 \dots 4$ для литых деталей.

f_0 - эффективная частота изменения напряжений в рассматриваемом элементе, Гц. Определяется по результатам

динамического расчета экипажа с учетом колебаний обрессоренных масс вагона, привода и вибраций тяговых двигателей. При отсутствии динамического расчета эффективная частота приближенно вычисляется по формуле:

$$f_0 = \sqrt{\eta_1 f_1^2 + \eta_2 f_2^2 + \eta_3 f_3^2}, \quad (6.3)$$

где f_1, f_2, f_3 - соответственно частота колебаний подвешивания кузова, галоупирования тележки* и частота вращения якоря тягового двигателя при скорости $0,7 V_k$;

η_1, η_2, η_3 - коэффициенты. Принимаются равными:

для продольных балок рамы и деталей рессорного подвешивания буксовой ступени

$$\eta_1 = 0,75; \quad \eta_2 = 0,2; \quad \eta_3 = 0,05;$$

- для надрессорного бруса и деталей рессорного подвешивания центральной ступени

$$\eta_1 = 1,0; \quad \eta_2 = \eta_3 = 0;$$

- для поперечных балок рамы и деталей тягового привода

$$\eta_1 = 0; \quad \eta_2 = 0,8; \quad \eta_3 = 0,2.$$

Для вагонов, у которых суммарный статический прогиб рессорного подвешивания под тарой не менее 130 мм, доля прогиба в центральной ступени рессорного подвешивания не менее 75%, двигатель имеет опорно-рамное подвешивание и крутящий момент передается упругой муфтой, эффективную частоту f_0 динамических напряжений в расчетах допускается ориентировочно принимать:

- для продольной балки и деталей рессорного подвешивания буксовой ступени - 7 Гц;
- для надрессорного бруса и деталей рессорного подвешивания центральной ступени - 2 Гц;
- для поперечной балки и деталей подвески тягового привода - 14 Гц;

$\Gamma\left(\frac{m+2}{2}\right)$ - гамма функция. Принимается по табл.6.1.

* Вычисляется по формулам для определения частот свободных колебаний кузова и тележки.

Таблица 6.1.

Значения гамма-функции

m	2,0	2,5	3,0	3,5	3,75	4,0
$\Gamma\left(\frac{m+2}{2}\right)$	1,0	1,135	1,33	1,606	1,788	2,0
m	4,25	4,5	4,75	5,0	5,5	6,0
$\Gamma\left(\frac{m+2}{2}\right)$	2,251	2,589	2,903	3,323	4,37	6,0

$S(V_i)$ - среднее квадратическое отклонение текущих значений динамических напряжений в рассчитываемом элементе при скорости V_i . Вычисляется по формуле:

$$S(V_i) = \frac{\sigma_c(V_i)}{K_n}, \quad (6.4)$$

где $\sigma_c(V_i)$ - суммарные динамические напряжения в рассчитываемом элементе при скорости V_i .
Определяются:

- для рамы тележки по п.5.5;
 - для деталей подвески привода от нагрузки по п.5.8;
 - для надрессорного бруса от нагрузок по п.п.5.6 и 5.8.1;
 - для остальных обрессоренных частей тележки от нагрузок по п.п.2.5, 2.6, 2.II, 2.I9.2, 5.7 и 5.9;
- K_n - пик-фактор динамических напряжений. Принимаются:
- для рамы тележки и деталей подвески привода - 3,7;
 - для надрессорного бруса и деталей рессорного подвешивания - 2,8;
 - для других обрессоренных деталей тележки - 3,0;

V_k - конструкционная скорость по технической характеристике поезда;

φ - коэффициент перехода от асимметричного цикла нагружения к симметричному. При отсутствии экспериментальных данных вычисляется по формулам:

$$\varphi = 1 - \frac{\sigma_{cr}}{\sigma_b} \quad (\text{при } \sigma_{cr} > 0) \quad \text{и} \quad (6.5)$$

$$\varphi = 1 - \frac{|\sigma_{cr}|}{2\sigma_b} \quad (\text{при } \sigma_{cr} < 0),$$

где σ_B и $\sigma_{ст}$ - соответственно предел прочности материала и статические напряжения в рассчитываемом элементе от максимальной вертикальной статической силы, нагружающей этот элемент;

P_{V_i} - вероятность эксплуатации поезда со скоростью V_i . Принимается по табл.6.2.

Таблица 6.2.
Распределение вероятностей для скоростей

Конструкционная скорость V_k	Интервал скоростей движения, м/с (км/ч)						
	до II	II- I4	I4- I6,5	I6,5- I9,5	I9,5- 22	22- 25	25-
	(до 40)	(40-50)	(50-60)	(60-70)	(70-80)	(80-90)	(90-100)
36 м/с (130 км/ч)	0,155	0,10	0,11	0,14	0,14	0,14	0,13
44,5 м/с (160 км/ч)	0,08	0,05	0,09	0,10	0,11	0,12	0,15
	28-30,5 (100-110)	30,5-33,5 (110-120)	33,5-36 (120-130)	36-39 (130-140)	39-41,5 (140-150)	41,5-44 (150-160)	
	0,07	0,01	0,005	-	-	-	
	0,15	0,1	0,02	0,015	0,01	0,005	

6.3. Предел выносливости детали при базе испытаний N_0 , соответствующий вероятности неразрушения $P = 95\%$, (σ_{-1D}^1)₉₅ вычисляется по формуле:

$$(\sigma_{-1D}^1)_{95} = \bar{\sigma}_{-1D} (1 - Z_p \cdot \gamma_{\sigma_{-1D}}), \quad (6.6)$$

где $\bar{\sigma}_{-1D}$ - среднее (медианное) значение предела выносливости детали;
 $Z_p = 1,65$ - квантиль нормального распределения, соответствующий вероятности неразрушения 95,;

$\gamma_{\sigma_{-1D}}$ - коэффициент вариации предела выносливости детали. Определяется путем статистической обработки результатов стендовых испытаний на усталость деталей, аналогичных рассматриваемым. При отсутствии экспериментальных данных величина коэффициента вариации принимается равной:

- для сварных балок коробчатого сечения - 0,05;
- для зон приварки к балкам кронштейнов и других деталей - 0,075;
- для литых деталей - 0,1.

6.4. Средняя (медианная) величина предела выносливости для рассчитываемой детали $\bar{\sigma}_{-1D}$, не имеющей близких аналогов, прошедших испытания на усталость определяется по формуле:

$$\bar{\sigma}_{-1D} = \frac{\bar{\sigma}_{-1}}{K_{GD}}, \quad (6.7)$$

где $\bar{\sigma}_{-1}$ - среднее (медианное) значение предела выносливости при симметричном цикле нагружения гладкого лабораторного образца из материала детали на базе испытаний 10^7 циклов (табл.П.8.1);

K_{GD} - эффективный коэффициент концентрации для детали. Определяется по результатам испытаний на усталость натуральных конструкций при схемах нагружения, близких к эксплуатационным. При отсутствии экспериментальных данных величина K_{GD} определяется приближенно по формуле:

$$K_{GD} = K_G \frac{K_H \cdot K_V}{K_d \cdot K_F}, \quad (6.8)$$

где K_H - коэффициент, учитывающий неоднородность материала детали. Принимается для проката, поковок, штамповок - 1,1, для литья - 1,25.

K_d - коэффициент влияния размеров. Для образцов диаметром 7,5 мм принимается равным 1,0. Для деталей с размером сечения до 200...250 мм принимается равным 0,75...0,6;

K_F - коэффициент влияния шероховатости поверхности детали. Принимается равным:

- при станочной обработке $R_z \frac{40}{2}$ $K_F = 0,9;$
- при грубой обработке на станке, обдирке $R_z \frac{180}{40}$ $K_F = 0,85...0,8;$
- при поверхности с окалинами R_z $K_F = 0,7;$

K_V - коэффициент влияния поверхностного упрочнения. Принимается равным:

- для швов, выполненных полуавтоматической или автоматической сваркой
 - без обработки швов - 1,2;
 - при механической зачистке - 1,0;
 - при оплавлении основания шва в среде аргона - 0,8;
 - при поверхностном наклепе - 0,8;
 - при совместном наклепе и оплавлении основания шва - 0,7;
- для швов, выполненных ручной сваркой
 - без механической зачистки - 1,5;
 - с механической зачисткой - 1,3;

K_G - коэффициент концентрации напряжений. Учитывает увеличение напряжений в связи с изменением размеров сечений, сопряжениями элементов, наличием и типом сварных швов. Принимается по справочным данным и по результатам исследований деталей, подобных рассчитываемым.

Для некоторых расчетных сечений и зон сопряжения деталей типовых узлов ходовых частей, изготовленных из углеродистых сталей ($\sigma_b = 400$ МПа), ориентировочные значения K_G приведены в табл.6.3.

Для низколегированных сталей (при отсутствии экспериментальных данных о пределах выносливости рассчитываемых узлов) коэффициенты концентрации выбираются с учетом примечания 10 к табл.П.8.1.

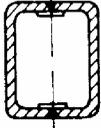
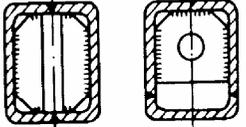
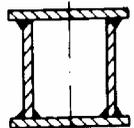
Для болтовых соединений эффективный коэффициент концентрации напряжений детали рекомендуется определять по формуле:

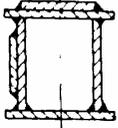
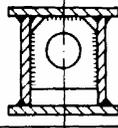
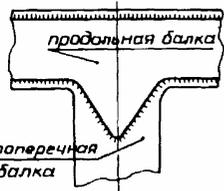
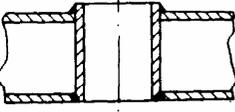
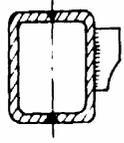
$$K_{GD} = \frac{K_G}{K_{\alpha}} \quad (6.9)$$

где K_G - коэффициент концентрации напряжений в болтовых соединениях диаметром 12 мм при растяжении-сжатии (табл.6.4).

Таблица 6.3.

Значение коэффициента K_G

Расчетное сечение	K_G		
	1	2	3
1. Основной металл с сохраненной прокатной коркой или литой поверхностью		1,0	
Прокатная полоса с поперечным стыковым двусторонним швом:			
а) с обработкой стыкового шва		1,0	
б) без обработки		1,2...1,3	
То же с косым (под 45°) швом		1,1...1,2	
Сварные двутавровые балки с ребрами жесткости		1,6...1,8	
Сварное соединение прокатных элементов при помощи фланговых швов (в конце швов)		1,8...2,0	
Сварное соединение прокатных элементов при помощи лобового шва (в зоне перехода от шва к основному металлу)		1,6...1,8	
2. Балка коробчатого сечения, сваренная из штампованных профилей стыковыми продольными швами		1,1...1,3	
При расположении швов в нейтральной зоне		1,0...1,2	
3. Коробчатое сечение из штампованных профилей с сваренной (ручной сваркой) диафрагмой (ребрами)		1,6...2,0	
4. Коробчатое сечение, сваренное из листов продольными угловыми швами		1,2...1,4	

1	2	3
5. Коробчатая балка, сваренная из листов или штампованных профилей с накладкой, приваренной к листу по контуру:		
а) в сечении, удаленном от конца накладки	I,5...I,6	а)
б) в сечении у шва конца накладки прямоугольной формы	I,8...2,0	б)
в) в сечении у шва конца накладки с сужающимися концами	I,6...I,7	в)
6. Коробчатое сечение, сваренное из листов с вваренной (ручной сваркой) диафрагмой	I,7...2,0	
7. Т-образное сопряжение коробчатых балок с развитым сечением примыкающей балки:		
а) для сечений продольной балки	I,4...I,6	а)
б) для сечений поперечной балки	I,9...2,2	б)
8. Вварка трубы в балку коробчатого сечения с приваркой трубы по контуру к верхнему и нижнему листам	I,7...2,1	
9. Приварка по периметру литого кронштейна:		
а) кронштейн приварен к вертикальному листу и передает сосредоточенную нагрузку	I,8...2,0	а)
б) кронштейн приварен к вертикальному листу и не передает нагрузку	I,1...I,4	б)
в) кронштейн опорные, приваренные к горизонтальному листу	I,3...I,5	в)

1	2	3
10. Ребра (скругленные) литых деталей	I,6...I,8	

Примечание: Большие значения коэффициентов K_d принимаются в случае наличия в зоне дополнительных сварных швов и несущих приваренных элементов.

Таблица 6.4.

Предел прочности, МПа	400	600	800	1000
Коэффициент K_d для метрической резьбы	3,0	3,9	4,8	5,2

K_d - коэффициент влияния абсолютных размеров для болтовых соединений (рис.6.1).

Коэффициент концентрации K_d

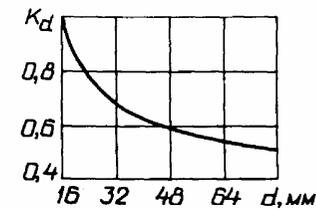


Рис.6.1.

α - коэффициент, характеризующий улучшение распределения нагрузки по резьбе. Для обычной конструкции болта с гайкой $\alpha = 1,0$; при улучшении распределения нагрузки по виткам резьбы $\alpha = 1,3...1,65$.

6.5. Проверка запаса сопротивления усталости должна производиться, в первую очередь, для тех зон деталей или элементов, где действуют растягивающие напряжения от статической нагрузки и предполагается значительная концентрация напряжений.

6.6. Для обеспечения надежной работы всех деталей ходовых частей в течение заданного срока службы "Т" минимальная допускаемая величина коэффициента запаса сопротивления усталости при определении пределов выносливости по результатам стендовых испытаний узлов и деталей, аналогичных рассчитываемым, а также при использовании данных табл.6.3 принимается равной $[n] = 2,0$.

6.7. При оценке запаса сопротивления усталости по результатам ходовых динамико-прочностных испытаний используется методика ВНИИЖТ ("Технические требования на проектирование и изготовление сварных конструкций локомотивных тележек 1970 г.") и вышеизложенная методика. В последнем случае, и когда предел выносливости определен экспериментально или с использованием табл.6.3, а характеристики нагружения (среднее квадратическое отклонение напряжений, эффективная частота напряжений и пик-фактор) определены в результате статистической обработки реализации длительностью не менее 200 с., минимальная величина коэффициента запаса сопротивления усталости принимается равной $[n] = 1,8$.

7. РАСЧЕТ ОСЕЙ КОЛЕСНЫХ ПАР И ОСЕВЫХ ПОДШИПНИКОВ

7.1. Оси колесных пар подлежат обязательному расчету на сопротивление усталости. Оценка сопротивления усталости производится по условию:

$$n = \frac{\sigma_{-10}}{\sigma_p} \geq [n] , \quad (7.1)$$

где n - коэффициент запаса сопротивления усталости;

$[n]$ - минимальный допустимый коэффициент запаса сопротивления усталости;

σ_{-10} - предел выносливости в расчетном сечении;

σ_p - расчетные напряжения в соответствующем сечении.

7.2. Оценка сопротивления усталости производится по следующим основным сечениям:

- I-I - шейка оси по внутренней кромке заднего подшипника (при наличии поднутрения сечение переносится в зону окончания контакта внутреннего кольца подшипника и шейки оси, а геометрические характеристики сечения вычисляются по минимальному диаметру);
- II-II - шейка оси по галтели на расстоянии одной трети длины переходного участка от его начала со стороны малого диаметра оси;
- III-III - подступичная часть оси в плоскости круга катания колеса;
- IV-IV - по переходной галтели от зоны установки тягового редуктора к средней части оси на расстоянии одной трети длины переходного участка от его начала со стороны малого диаметра оси;

У-У - середина оси.

Если в конструкции колесной пары предусмотрена напрессовка других деталей (ступица зубчатого колеса, дискового тормоза и т.д.), дополнительно оценка сопротивления усталости производится в сечениях, расположенных в зонах напрессовки этих деталей.

7.3. Расчет оси ведется, исходя из эквивалентной статической нагрузки от колесной пары на рельсы (эквивалентная осевая нагрузка), в которой учитывается неравномерность распределения силы тяжести (веса) конструкции вагона (тары) и силы тяжести (веса) пассажиров между тележками, разброс значений масс и координат центров масс узлов вагона, обусловленный производственными допусками, а также возможные нарушения регулировки рессорного подвешивания.

Отклонение фактической силы тяжести (веса) конструкции вагона (тары) от проектного значения принимается равным 3%.

Эквивалентная осевая нагрузка определяется для наиболее нагруженной оси вагона согласно приложению 2.

7.4. В качестве расчетных напряжений в сечениях оси принимается сумма расчетных напряжений изгиба от вертикальной статической силы, приложенной к шейкам оси, сил инерции от колебаний наддрессорного строения, от силы в зубчатом зацеплении тягового привода, соответствующей силе тяги в длительном режиме, динамических поперечных рамных сил, действующих в прямых участках пути, и инерционных сил от колебаний необрессоренных масс тележки.

Последовательность расчета оси колесной пары, расчетная схема, формулы для определения перечисленных сил, изгибающих моментов и напряжений в расчетных сечениях оси приведены в приложении 2.

7.5. Динамическая добавка к вертикальной статической силе от колебаний наддрессорного строения конструкции вагона прикладывается к шейкам оси аналогично вертикальной статической силе и для конструкционной скорости принимается равной 30% силы тяжести (веса) наддрессорного строения, приходящейся на шейку оси.

7.6. Динамическая поперечная рамная сила принимается равной 15% величины эквивалентной осевой нагрузки: место приложения поперечной рамной силы к шейкам оси принимается в зависимости от конструкции буксовых узлов тележки.

7.7. Вертикальные инерционные силы от колебаний необрессоренных масс прикладываются отдельно к шейкам, подступичной, редукторной (если редуктор необрессорен) и средней частям оси. При этом ось рассматривается как твердое тело и принимается, что вертикальное ускорение приложено к одному из колес, расположенному со стороны редуктора тягового привода, а на противоположном колесе ускорение отсутствует.

Инерционные силы от необрессоренных масс прикладываются в центрах масс элементов оси с учетом распределения масс буксовых узлов, колес и редуктора.

Инерционная сила средней части оси принимается в виде сосредоточенной силы, приложенной на расстоянии $2S/3$ от плоскости круга катания колеса, расположенного со стороны редуктора ($2S$ - расстояние между кругами катания колес).

7.8. Пределы выносливости в рассчитываемых сечениях принимаются по результатам натурных испытаний осей на усталость. При отсутствии экспериментальных данных рекомендуются значения пределов выносливости, приведенные в табл.7.1.

Таблица 7.1.

Пределы выносливости расчетных сечений оси

Предел выносливости, МПа	С е ч е н и я				
	I-I	II-II	III-III	IV-IV	У-У
накатанная ось	150	150 (165*)	140	150	180
ненакатанная ось	80	-	75	75	135

* При накатке роликом с поворачивающейся осью.

7.9. Если конструкция и технология изготовления рассчитываемых осей в значительной степени отличаются от применяемых, которым соответствуют данные табл.7.1, а также при оценке запаса сопротивления усталости сечений, не регламентированных п.7.2, предел выносливости рекомендуется определять по формуле:

$$\sigma_{in} = \frac{K_V K_{d\sigma}}{K_\sigma K_p} \sigma_s \quad (7.2)$$

- где σ_s - предел выносливости гладкого лабораторного образца из материала оси при изгибе диаметром $d_0 = 7,5$ мм;
 $K_{d\sigma}$ - коэффициент, учитывающий влияние абсолютных размеров поперечного сечения оси;
 K_V - коэффициент влияния поверхностного упрочнения. Для накатанных роликом поверхностей принимать равным 1,3, для шлифованных - 1,0;
 K_σ - эффективный коэффициент концентрации напряжений в галтелях, вычисляется по формуле:

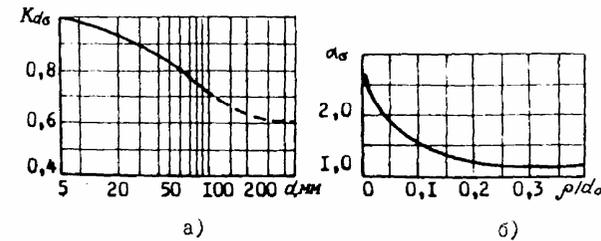
$$K_\sigma = 1 + q_\sigma (\alpha_\sigma - 1); \quad (7.3)$$

- q_σ - коэффициент чувствительности к концентрации напряжений;
 α_σ - теоретический коэффициент концентрации напряжений, зависящий от диаметра расчетного сечения оси и радиуса галтели;
 K_p - коэффициент, учитывающий влияние напрессовки. Определяется в зависимости от величины контактного давления, которое вычисляется по формуле:

$$p_k = \frac{\delta}{d'} \left[\frac{\alpha}{E} (1 - \nu) + \frac{1}{E} \left(\frac{1 + \gamma^2}{1 - \gamma^2} + \nu \right) \right]^{-1}, \quad (7.4)$$

- где E - модуль упругости сопрягаемых деталей;
 ν - коэффициент Пуассона;
 δ - натяг;
 d' - диаметр сопряжения;
 γ - отношение диаметра сопряжения к наружному диаметру охватываемой детали;
 α - поправочный коэффициент. Определяется в зависимости от отношения длины охватываемой детали к посадочному диаметру.

Коэффициенты $K_{d\sigma}$, α_σ , q_σ , K_p , α определяются по соответствующим графикам на рис.7.1(а-д). Вспомогательные геометрические размеры, необходимые для определения этих коэффициентов показаны на рис.7.1е.



Для сталей с пределом прочности $\sigma_b = 400-500$ МПа.

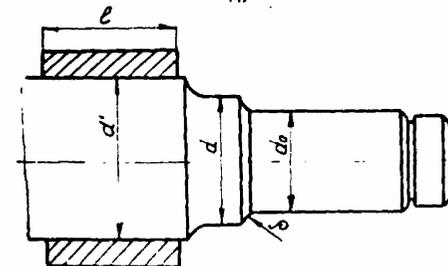
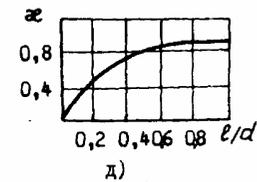
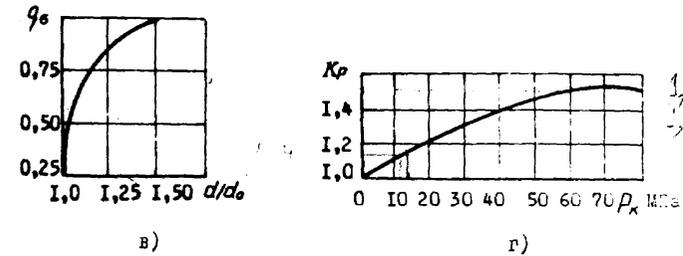


Рис.7.1.

7.10. Величина минимально допустимого коэффициента запаса сопротивления усталости $[n]$ осей моторных вагонов принимается равной: для шейки оси 1,9, для подступичной и заредукторной частей оси - 1,3. При этом соотношение диаметров средней и подступичной частей оси должно быть примерно 0,9.

Указанные минимальные допустимые коэффициенты запаса сопротивления усталости справедливы только для методики расчета и положенных в ее основу расчетных схем, изложенной в настоящем разделе. Конструкция оси, удовлетворяющая требованиям нормативного расчета, должна соответствовать ГОСТ 22780-77.

Оси тележек прицепных вагонов должны рассчитываться по методике, изложенной в "Нормах для расчета и проектирования новых и модернизированных вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (не-самоходных), 1983 г.", при установленных указанными нормами минимально допустимых коэффициентах запаса сопротивления усталости для осей пассажирских вагонов.

7.11. Подшипники качения, применяемые в буксах колесных пар в редукторах тягового привода должны соответствовать требованиям технических условий ТУ 37.006.048-73.

Применение подшипников для вновь проектируемого подвижного состава необходимо согласовывать со Всесоюзным научно-исследовательским институтом подшипниковой промышленности (ВНИПП).

7.12. При проектировании буксовых узлов вагонов электропоездов необходимо производить выбор и расчеты подшипников по вагону, имеющему наибольшую силу тяжести (вес) брутто, передаваемую колесной парой на рельсы, и в целях унификации применять эти подшипники в буксах всех вагонов электропоезда.

В целях обеспечения максимальной долговечности буксовых подшипников качения (роликовых и шариковых подшипников) не рекомендуется верхнее (потолочное) нагружение корпуса буксы.

Рекомендуется выполнять корпус буксы достаточно жестким, чтобы обеспечивать угол зоны нагружения роликов цилиндрических подшипников при статической нагрузке порядка 140...150° и плавное нарастание нагрузки на ролики по закону распределения, близкому к косинусоидальному без провалов и местных перегрузок.

При выборе допусков элементов буксового узла неравномерность распределения вертикальных нагрузок между подшипниками в буксе (с учетом деформаций шейки оси, рессор и др) не рекомендуется более 10% от средней величины нагрузки $Q_{ст}$, определенной п. 7.13.3.

7.13. Выбор и расчет буксовых подшипников следует производить в следующем порядке:

7.13.1. Намечается тип и количество подшипников на шейке оси. Рекомендуется применять подшипники с короткими цилиндрическими роликами, как обладающие большей радиальной грузоподъемностью и рядом технико-экономических преимуществ в сравнении с другими типами подшипников.

7.13.2. Устанавливается требуемая расчетная долговечность подшипников L , которая должна составлять не менее 3 млн.км пробега.

7.13.3. Определяется статическая радиальная сила, действующая на один подшипник:

$$Q_{ст} = \frac{P_0 - q}{n}, \quad (7.5)$$

где P_0 - сила тяжести (вес), передаваемая колесной парой на рельсы. Определяется при числе пассажиров, равном 150% от числа мест для сидения, кН;

q - сила тяжести (вес) необрессоренных частей из расчета на одну ось, кН:

$$q = q_{кл} + q_p + q_d,$$

здесь $q_{кл}$ - сила тяжести (вес) колесной пары;

q_p - сила тяжести (вес) необрессоренной части редуктора;

q_d - сила тяжести (вес) деталей, не передающаяся на подшипники (внутренние кольца подшипников двух букс, два лабиринтных кольца, две торцевые гайки, два малых дистанционных кольца и два шарикоподшипника при их наличии);

n - количество роликоподшипников, воспринимающих радиальную силу в двух буксах.

7.13.4. Вычисляется эквивалентная динамическая сила, действующая на один подшипник, по формуле:

$$Q_{экв} = Q_{ст} \cdot K_k \cdot K_T \cdot K_B, \quad (7.6)$$

где $Q_{ст}$ - статическая радиальная сила на один подшипник, кН;

K_k - коэффициент вращения (при вращении внутреннего кольца принимается равным 1,0);

K_T - температурный коэффициент (для подшипников, работающих в буксовых узлах железнодорожного подвижного состава с максимально допускаемой температурой до 100°C , принимается равным 1,0);

K_B - коэффициент безопасности (принимается равным 1,3).

7.13.5. Определяется необходимая динамическая грузоподъемность подшипника C по формуле:

$$C = Q_{экв} \sqrt[10/3]{\frac{L}{\pi \cdot D \cdot 10^3}}, \quad (7.7)$$

где $Q_{экв}$ - эквивалентная динамическая сила, действующая на подшипник, кН;

L - заданная расчетная долговечность подшипников, км;

D - диаметр круга катания колес с учетом допускаемого среднего износа бандажей, м.

7.13.6. По ранее намеченному типу подшипников, внутреннему диаметру подшипника (посадочному диаметру внутреннего кольца), который принимается равным расчетному диаметру шейки оси, и найденной динамической грузоподъемности C , или близкой к ней, в соответствующих типу подшипников таблицах справочника-каталога^{*)} подбирается номер (условное обозначение) подшипника и его габаритные размеры d , D и B . Подбор подшипников следует начинать с легкой серии.

7.13.7. Для выбранного подшипника (типа и размеров) расчетная долговечность определяется по формуле:

$$L = \left(\frac{C}{Q_{экв}}\right)^{10/3} \cdot \pi \cdot D \cdot 10^3, \quad (7.8)$$

где C - динамическая грузоподъемность выбранного подшипника, которая для стандартных подшипников берется из справочника-каталога (для нестандартных подшипников динамическая грузоподъемность вычисляется по ГОСТ 18855-82 или используются величины этого показателя по данным ВНИПП), кН.

*) Подшипники качения: Справочник-каталог /Под ред. В.Н.Нарышкина и Р.В.Коросташевского /- М.: Машиностроение, 1984.

7.13.8. Подшипники с цилиндрическими роликами таких типов, у внутренних колец которых имеется борт или приставное упорное кольцо, подлежат проверке на соответствие допускаемой осевой грузоподъемности $A_{гол}$ действующим осевым силам A_1 и A_2 .

Допускаемая осевая грузоподъемность роликовых подшипников определяется по формуле:

$$A_{гол} = (\rho V_c) \frac{\lambda}{n}, \quad \text{кН}, \quad (7.9)$$

где ρV_c - безразмерный параметр, характеризующий термическое состояние подшипника. Для буксовых подшипников, смазываемых консистентной смазкой и при прерывистом действии осевой силы, принимается равным 1,50;

λ - безразмерный параметр, учитывающий размеры подшипников, влияющие на восприятие осевой силы. При внутреннем диаметре подшипника 130...150 мм принимается равным 7000;

n - частота вращения подшипника, об/мин. Вычисляется при конструкционной скорости для условий движения в прямых участках пути, а для кривых - при скорости 27,8 м/с.

7.13.9. Действующие осевые силы для тележек, имеющих упругую связь брук с рамой, принимаются равными:

$A_1 = 0,075 P_0$, кН - горизонтальная осевая сила, действующая на один подшипник и возникающая при движении в прямых участках пути;

$A_2 = 0,10 P_0$, кН - горизонтальная осевая сила, действующая на один подшипник и возникающая при вписывании в кривые.

7.13.10. Если выбранные цилиндрические роликоподшипники по осевой грузоподъемности не соответствуют действующим осевым силам, т.е. допускаемая осевая грузоподъемность подшипника меньше наибольшей из действующих осевых сил соответственно в прямых ($A_{гол} < A_1$) или в кривых ($A_{гол} < A_2$), то роликоподшипники необходимо освободить от восприятия осевых сил посредством их передачи на дополнительный шариковый подшипник.

7.13.11. Шариковый подшипник необходимо применять радиальный однорядный, с углом контакта не менее 15° , с центрированием (посадкой) по шейке оси и с обеспечением технологически правильного его демонтажа при ремонте. Необходимо полностью освободить шариковый подшипник от восприятия радиальной силы путем обеспечения гарантированного зазора между его наружным кольцом и корпусом буксы или его крышкой. Размеры шарикового подшипника, а следовательно его долговечность, в основном обуславливаются размерами принятых цилиндрических подшипников.

7.14. При выборе и расчете подшипников тягового привода следует руководствоваться техническими условиями ТУ 37.006.048-73 и общими машиностроительными методами, изложенными в справочнике (п.7.13.6). При определении эквивалентной динамической силы, динамической грузоподъемности и расчетной долговечности значение коэффициента безопасности K_B принимается равным 1,8...2,5. Подшипники редуктора в обязательном порядке подлежат проверке на соответствие допускаемой осевой грузоподъемности действующим осевым силам. При постановке шарикового подшипника, воспринимающего осевые силы, его наружное кольцо должно быть освобождено от восприятия радиальных сил. Опорные подшипники корпуса редуктора должны иметь беззаклепочные сепараторы. Требуемая расчетная долговечность подшипников редуктора должна составлять не менее 2,1 млн.км для опорных подшипников корпуса и 1,8 млн.км для подшипников узла малой шестерни.

8. РАСЧЕТ ТЯГОВОГО ПРИВОДА

8.1. Расчет на прочность зубчатой передачи тягового привода производится на контактную выносливость активных поверхностей зубьев и на сопротивление усталости зубьев при изгибе согласно ГОСТ 21354-75 "Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные. Расчет на прочность".

8.2. При расчете других типов зубчатых зацеплений рекомендуется использовать методы расчета, применяемые в общем машиностроении.

8.3. Силы, приложенные к элементам валопровода тягового привода, определяются совместным действием передаваемого крутящего момента в часовом режиме или режиме реостатного (рекуперативного) торможения, динамического крутящего момента и сил, возникающих при расцентровке валов двигателя и шестерни. В расчетах на прочность учитываются максимальные значения перечисленных компонентов.

8.4. При расчете на прочность деталей тягового привода должны учитываться два основных вида динамических моментов, приложенных к валу шестерни:

- низкочастотный, M_g'' (1,5...16 Гц), обусловленный кинематическим возмущением крутильных колебаний в валопроводе привода от относительных перемещений буксы и рамы тележки;
- высокочастотный крутящий момент M_z , определяемый виброактивностью зубчатой передачи.

Низкочастотные и высокочастотные динамические моменты линейно суммируются.

8.5. При применении тягового привода с рамным расположением тягового двигателя и опорно-осевым редуктором необходимо стремиться к тому, чтобы координаты точек крепления подвески редуктора к его корпусу и раме тележки обеспечивали минимальное кинематическое возмущение низкочастотных крутильных колебаний в валопроводе при выполнении ограничения на максимальную расцентровку валов двигателя и редуктора. Максимальная расцентровка валов задается из условия компенсирующей способности муфты.

Расчет для определения рационального расположения точек крепления подвески редуктора рекомендуется производить в соответствии с приложением 3.

8.6. Для определения низкочастотного момента и сил, вызываемых расцентровкой муфты, тяговый привод подлежит обязательному динамическому расчету по программе "PRIVOD" во всем диапазоне эксплуатационных скоростей, включая конструктивную. В качестве

расчетных величин низкочастотного динамического момента и сил принимаются их максимальные значения.

8.7. Расчетная величина высокочастотного динамического крутящего момента определяется по формуле:

$$M_3 = 0,0032 \sqrt{C_B \cdot M_G^2}, \quad \text{Н} \cdot \text{м}, \quad (8.1)$$

где C_B — крутильная жесткость части вала между фланцем муфты и шестерней, Нм/рад. Крутильная жесткость определяется методами общего машиностроения. При этом должны учитываться параметры прессовых соединений, ступенчатое изменение диаметров вала, проточки и галтели.

Приближенное определение упругих характеристик элементов валопровода приведено в приложении 4.

8.8. Динамическая сила, действующая в узле крепления редуктора к раме тележки, определяется в соответствии с п.5.8.

8.9. Элементы валопровода тягового привода подлежат обязательному расчету на сопротивление усталости в соответствии с "Техническими требованиями на проектирование и изготовление сварных конструкций локомотивных тележек. 1970." При этом коэффициент запаса сопротивления усталости для вала якоря тягового двигателя должен быть не менее $n = 1,50$, а для вала шестерни — не менее $n = 1,70$.

В случае использования данных ходовых испытаний коэффициенты запаса сопротивления усталости для вала якоря тягового двигателя и для вала шестерни должны быть соответственно не менее $n = 1,40$ и $n = 1,60$.

9. РАСЧЕТ РЕССОРНОГО ПОДВЕШИВАНИЯ

9.1. Для снижения уровня динамических сил от колебаний вагона при движении по неровностям пути при проектировании рессорного подвешивания вагона должны быть обеспечены необходимый статический прогиб, силы демпфирования (гашения) колебаний и прочность элементов подвешивания.

9.2. При расчете деталей рессорного подвешивания по допускаемым напряжениям действующие силы и их сочетания принимаются согласно разделу 2.

Поддоны и подвески рессор, поводки и кронштейны демпферов подлежат обязательному расчету на сопротивление усталости (раздел 6).

9.3. Упругие элементы рессорного подвешивания рассчитываются в соответствии с известными методами, применяемыми в машиностроении.

9.4. Статический прогиб рессорного комплекта определяется формулой:

$$f_{cm} = \frac{P_{cm}}{Ж}, \text{ м}, \quad (9.1)$$

где P_{cm} — сила тяжести (вес) вагона, приходящаяся на рессорный комплект, Н;

$Ж$ — жесткость рессорного комплекта, Н/м.

При рессорных комплектах переменной жесткости следует различать полный f_n и статический f_{cm} прогиб.

Полный прогиб рессорного комплекта (или отдельной рессоры) представляет собой деформацию от силы тяжести брутто, приходящейся на рессорный комплект (или отдельную рессору).

Статический прогиб определяется суммарной жесткостью рессорного комплекта при той же силе.

Минимальная величина суммарного статического прогиба рессорного подвешивания вагона должна быть не менее 130 мм от силы тяжести тары и не менее 180 мм от силы тяжести брутто.

9.5. Жесткость цилиндрических витки пружин, изготовленных из прутка диаметром d , определяется по формуле:

$$Ж = \frac{G d^4}{8 D^3 n}, \quad (9.2)$$

где G — модуль упругости стали при сдвиге;

D — средний диаметр витка пружины;

n — число рабочих витков.

для пружин с опорными витками, оттянутыми по ГОСТ 1492-69, число рабочих витков n в зависимости от полного числа витков n_n определяется по формуле:

$$n = n_n - 1,5 \quad (9.3)$$

9.6. Приведенная вертикальная жесткость пневматического упругого элемента (пневморессоры) при отсутствии дросселирования определяется по формуле:

$$Ж_{np} = \frac{F_{эф}^2 \cdot n \cdot P_{абс}}{V_0} + P_{изб} \frac{dF_{эф}}{df_a} + Ж_{об} \quad \text{МН/м}, \quad (9.4)$$

где $F_{эф}$ - эффективная (несущая) площадь пневморессоры, м^2 ;

$V_0 = (V_p + V_d)$ - суммарный объем рабочего резервуара пневморессоры V_p и дополнительного резервуара V_d , м^3 ;

$P_{абс} = P_{изб} + P_{атм}$ - абсолютное давление в пневморессоре, МПа;

$P_{атм} = 0,1$ МПа - атмосферное давление;

$P_{изб} = \frac{P_{ст}}{F_{эф}}$ - номинальное избыточное давление воздуха в пневморессоре, МПа;

$P_{ст}$ - вертикальная статическая нагрузка на пневморессору, МН;

f_d - динамический прогиб рессоры (ход), м;

$Ж_{об}$ - собственная жесткость оболочки рабочего резервуара пневморессоры, МН/м. При отсутствии экспериментальных данных принимается равной 4...5% от суммы первых двух слагаемых (9.4);

n - показатель политропы принимается равным 1,3.

Для пневморессор с эффективной площадью, не зависящей от деформации рессоры, например, диафрагменных пневморессор с цилиндрическими элементами арматуры

$$\frac{dF_{эф}}{df_a} = 0.$$

9.7. Эквивалентный статический прогиб пневморессор с высоторегулирующим устройством определяется по формуле:

$$f_{cm}^3 = \frac{P_{cm}}{Ж_{np}}, \quad \text{м}. \quad (9.5)$$

Динамический прогиб пневморессоры с постоянной эффективной площадью и при отсутствии демпфирования определяется по формуле:

$$f_d = \frac{V_0}{F_{эф}} \left[1 - (1 + K_d)^{-\frac{1}{n}} \right], \quad \text{м}, \quad (9.6)$$

где K_d - коэффициент вертикальной динамики, рассчитываемый по формуле (2, I) для соответствующей степени подбеленности. Дополнительные справочные материалы по расчету пневморессоры приведены в приложении 5.

9.8. Жесткость типов рессор, не рассмотренных в пп.9.5, 9.6, а также сайлентблоков и виброизолирующих прокладок, определяется соответствующими формулами сопротивления материалов.

9.9. Проверка прочности рессор, работающих в вертикальном и горизонтальном направлениях, производится от наибольшей вертикальной расчетной силы и отдельно от одновременного сочетания вертикальных и горизонтальных сил, предусмотренных табл.2.I (при этом сила давления ветра не учитывается).

Напряжения в рессоре от наибольшей расчетной силы, а также от сочетания сил, не должны быть выше допустимых напряжений для материала рессор.

9.10. Наибольшая вертикальная расчетная сила на рессору определяется по формуле:

$$P_p = Ж [f_n + f_{cm} (K-1)], \quad (9.7)$$

где $Ж$ - жесткость рессоры (п.9.5), Н/м;

f_n - полный прогиб рессоры, м (п.9.4);

$f_{cm} = \frac{P_{dp}}{Ж_{dp}}$ - статический прогиб рессорного комплекта, м;

P_{dp} - сила тяжести брутто (п.2.4), приходящаяся на рессорный комплект, Н;

$Ж_{dp}$ - жесткость рессорного комплекта при силе P_{dp} , Н/м;

K - коэффициент конструктивного запаса прогиба. Принимается равным 1,4...1,5 для центральной ступени и 1,6...1,7 для буксовой ступени. Меньшему значению для центральной ступени должно соответствовать большее значение для буксовой.

Высота витой пружины обычной конструкции от силы P_p должна быть не менее $H = d(n+1) + 0,003$, м (обозначения по п.9.5) (9.8)

9.11. Касательные напряжения от вертикальной силы в цилиндрических пружинах с круглым сечением прутка определяются формулой:

$$\tau = \frac{16PR}{\pi d^3} \xi, \quad \text{МПа}, \quad (9.9)$$

где P - вертикальная сила на пружину, МН;
 R - средний радиус пружины, м;
 d - диаметр прутка, м;

$$\xi = 1 + \frac{1,250}{C} + \frac{0,875}{C^2}; \quad (9.10)$$

$C = \frac{2R}{d}$ - индекс пружины.

9.12. Напряжения в пружинах от действия горизонтальных сил определяются в зависимости от характера и величины деформации пружин, допускаемой конструкцией при этих силах.

Упругие характеристики пружин при деформировании в поперечном направлении следует определять с учетом действия на них осевых сжимающих сил.

Поперечная жесткость пружин с малым углом подъема витков и напряжения в них от совместного действия поперечных N и осевых P сил при параллельном относительном смещении оснований (рис.9.1) определяются по формулам:

Расчетная схема пружины

$$K = \frac{P^2}{A \cdot a} \left(2 \operatorname{tg} \frac{\alpha l}{2} - \frac{Pl}{Aa} \right)^{-1}; \quad (9.11)$$

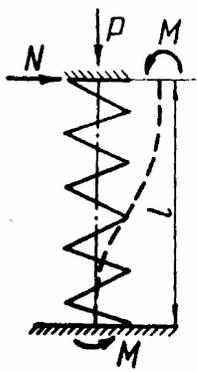


Рис.9.1.

$$\sigma' = \xi' \frac{16}{\pi d^3} M_{\max}$$

где $l = l_1 - d$;

l_1 - рабочая высота пружины под действием силы P ;

$$A = \frac{2EJl}{\pi(\mu+2)Dn}; \quad B = \frac{8EJl}{\pi D^3 n};$$

$$\alpha = \sqrt{\frac{B+P}{AB}} \cdot P; \quad J = \frac{\pi d^4}{64};$$

$$M_{\max} = \frac{Aa}{P} N \operatorname{tg} \frac{\alpha l}{2}; \quad \xi' = 1 + 0,63C^{-1} + 0,35C^{-2};$$

E, μ - модуль упругости и коэффициент Пуассона материала пружины.

Остальные обозначения (п.п.9.5; 9.11).

Касательные напряжения от горизонтальной силы арифметически суммируются с напряжениями от соответствующей вертикальной силы (п.п.9.10, 9.11).

9.13. для пружин, имеющих более сложную, чем на рис.9.1, схему опирания торцов, расчет поперечной жесткости и напряжений от действия горизонтальных сил рекомендуется производить с учетом всей совокупности реакций пружин при произвольных смещениях их торцов по формулам, приведенным в приложении 6.

9.14. В случае применения в рессорном подвешивании вагонов заневоленных пружин их расчет выполняется в два этапа: проектный (предварительный) и уточненный расчет напряжений. Целью проектного расчета является определение геометрических характеристик пружин в начальной стадии проектирования. Целью уточненного расчета - определение остаточных $\sigma_{\text{ост}}$ и действительных рабочих σ_d напряжений в точке витка пружины, в которой действуют наибольшие напряжения от динамической составляющей силы.

9.15. Геометрические параметры и напряжения на наиболее напряженном внутреннем волокне витка заневоленной пружины рекомендуется определять, исходя из расчетного прогиба f_p , максимальной расчетной силы на пружину P_p (п.9.10) и выбранного коэффициента заневольвания ε . Расчет рекомендуется выполнять по методике, приведенной в приложении 7.

9.16. цилиндрические пружины должны проверяться на устойчивость, для обеспечения которой отношение высоты ненагруженной пружины H_c к её среднему диаметру D должно быть равно:

при шарнирном закреплении опорных витков -

$$\frac{H_c}{D} < 1,75; \quad (9.12)$$

при опирании торцов пружин на жесткое основание ("жесткое" закрепление) -

$$\frac{H_c}{D} < 3,5. \quad (9.13)$$

9.17. При выборе параметров рессорного подвешивания должны проверяться поперечная устойчивость от опрокидывания и валкость узлова вагона.

Поперечная устойчивость оценивается соотношением:

$$\eta = \frac{P_{\text{ц}} + P_{\text{в}}}{P_{\text{ст}}} \leq 0,7, \quad (9.14)$$

где $P_{\text{ст}}$ - сила тяжести (вес) брутто, приходящаяся от колеса на рельс;

$P_{\text{ц}}$ и $P_{\text{в}}$ - вертикальные составляющие центробежной силы и силы давления ветра на колесо (п.п.2.9, 2.10).

Жалкость кузова вагона оценивается соотношением:

$$h_M \geq h_C + (1,5 \dots 2), \text{ м}, \quad (9.15)$$

где h_C - расстояние от центра масс кузова до плоскости, проходящей через оси колесных пар, м;

h_M - высота метacentра над плоскостью осей колесных пар:

$$h_M \approx \frac{b_\delta^2}{f_\delta + \left(\frac{b_\delta}{b_c}\right)^2 f_c}, \text{ м};$$

$2b_\delta, 2b_c$ - расстояние между рессорными комплектами в поперечном направлении, соответственно для буксовой и центральной ступеней подвешивания, м;

f_δ, f_c - статические прогибы рессор буксовой и центральной ступеней, м.

9.18. Демпферы рекомендуется применять во всех ступенях рессорного подвешивания. В центральной ступени рекомендуется осуществлять раздельное демпфирование вертикальных и горизонтальных колебаний. Величина коэффициента сопротивления демпферов должна быть в пределах:

$C_B = (0,2 \dots 0,3) C_{кр}^B$ - для колебаний подпрыгивания кузова;

$C_T = (0,3 \dots 0,4) C_{кр}^T$ - для колебаний виляния кузова;

где $C_{кр}^B, C_{кр}^T$ - критические значения коэффициента демпфирования колебаний соответственно в вертикальной и горизонтальной плоскостях при силе тяжести кузова брутто:

$$C_{кр}^B = 2J \sqrt{\frac{f_{cm}}{g}}; \quad C_{кр}^T = 2J \sqrt{\frac{f_{cm}^2}{g \cdot l_{np}}}, \quad (9.16)$$

где J - жесткость рессорного комплекта в вертикальной плоскости;

f_{cm} - статический прогиб ступени подвешивания;

g - ускорение свободного падения;

l_{np} - приведенная длина люлечной подвески, определяемая как отношение половины силы тяжести кузова к удельной возвращающей силе (жесткости) шарнирно-клатниковой люльки тележки при ее боковых отклонениях.

9.19. При применении в рессорном подвешивании гидравлических демпферов их основными параметрами являются коэффициент сопротивления C (п.9.18) и сила сопротивления P , значение которой должно быть ограничено по условиям прочности самого демпфера и сопрягающихся узлов тележки.

Рекомендуемые значения максимальной силы сопротивления лежат в пределах 10...16 кН для демпферов центральной ступени подвешивания и 6...10 кН - для буксовой. Превышение нормативного (паспортного) значения силы сопротивления при скорости перемещения поршня 0,3 и 0,6 м/с, соответственно для демпферов центральной и буксовой ступени, допускается не более 20%.

Для центральной ступени подвешивания рекомендуются демпферы двухстороннего действия, а для буксовой - либо одностороннего действия, работающие на ходе растяжения, либо двухстороннего действия с несимметричной характеристикой (коэффициент сопротивления и ограничение силы сопротивления на ходе сжатия должны быть примерно в 2 раза меньше, чем на ходе растяжения).

9.20. При наклонном расположении гидравлических демпферов для одновременного демпфирования вертикальных и горизонтальных колебаний величина коэффициента сопротивления должна выбираться с учетом принятого угла наклона демпфера.

Угол наклона демпфера к горизонту определяется по формуле:

$$\tan^2 \alpha = \frac{C_B}{C_T}. \quad (9.17)$$

Коэффициент сопротивления наклонного демпфера определяется формулой:

$$C = \frac{C_B}{\sin^2 \alpha} = \frac{C_T}{\cos^2 \alpha}. \quad (9.18)$$

9.21. При применении в буксовой ступени гидравлических демпферов одностороннего действия, работающих на ходе растяжения, коэффициент сопротивления демпфера (при линейной зависимости силы от скорости перемещения штока) определяется по формуле:

$$C_0 = (0,4 \dots 0,6) \cdot \sqrt{J m}, \quad (9.19)$$

где J - жесткость буксовой ступени рессорного подвешивания;

m - подрессорная масса тележки.

9.22. При применении в буксовой ступени подвешивания демпферов фрикционного типа рекомендуется коэффициент относительного трения φ выбирать исходя из величины статического прогиба буксовой ступени подвешивания от силы тяжести тары вагона, f_{cm} в м:

$$\varphi = \frac{(0,25 \dots 0,30) 10^{-2}}{f_{cm}}. \quad (9.20)$$

9.23. При демпфировании колебаний виляния тележки силами трения момент сил трения между кузовом и тележкой рекомендуется принимать в пределах 8...12% от момента сил трения между колесами и рельсами.

9.24. При применении в центральной подвешивании пневморессор демпфирование колебаний целесообразно осуществлять посредством дросселя, установленного между рабочим и дополнительным резервуарами. Соотношение между объемами резервуаров $N = V_a / V_p$ рекомендуется принимать в пределах 1...3. В этом случае коэффициент сопротивления пневморессоры с дросселем (для вертикальных колебаний) будет соответствовать требованиям п.9.18. Формула для определения диаметра дросселя приведена в приложении 5. Там же приведены рекомендации по выбору диаметров впускного и выпускного клапанов высоторегулирующего устройства.

10. РАСЧЕТ АВТОСЦЕПНОГО И АВТОТОРМОЗНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

10.1. Вагоны электропоездов оборудуются типовым автосцепным устройством пассажирских вагонов или специальным автосцепным устройством. Для последних необходимо предусмотреть возможность замены автосцепки на типовую в целях транспортировки вагонов в составах грузовых поездов.

10.2. Величины напряжений в деталях специального автосцепного устройства от продольных сил сжатия 2,0 МН и растяжения 1,0 МН не должны превышать:

- для корпуса автосцепки предел текучести материала σ_T ;
- для упорных плит, тяговых хомутов и их клиньев $0,85 \sigma_T$.

10.3. Поглощающие аппараты автосцепки должны иметь энергоемкость не менее 20 кДж при силе сжатия не более 1,5 МН. При оборудовании передней консоли рамы кузова головного вагона специальным антиаварийным устройством рекомендуемая энергоемкость должна быть около 700 кДж при силе сжатия не более 2,0 МН.

Величины напряжений в деталях поглощающего аппарата не должны превышать предел текучести материала σ_T от сжатия силой 2,0 МН.

10.4. При оценке прочности деталей межвагонных связей (буферные устройства, упругие переходные площадки) и соответствующих узлов концевых стен кузовов по II расчетному режиму, табл.2.1, дополнительно учитываются продольные силы распора и силы демпфирования вертикальных относительных перемещений торцов смежных вагонов.

Рекомендуемое значение суммарной силы распора (при сцепленных автосцепках) на уровне рамы кузова составляет 15...20 кН.

При расчете на прочность принимается максимальное значение силы распора, соответствующее полному сжатию упругих элементов буферного устройства.

Расчетные значения вертикальных сил принимаются согласно п.10.5.

10.5. Для уменьшения износов автосцепок и элементов упругих переходных площадок, вагоны электропоездов рекомендуется оборудовать специальным устройством для гашения относительных вертикальных перемещений торцов смежных вагонов. При применении межвагонных демпферов фрикционного типа суммарная сила трения в сечении между вагонами должна составлять 10...15 кН, включая вертикальную составляющую сил трения в упругой переходной площадке. При применении гидравлических демпферов с линейной характеристикой рекомендуется принимать коэффициент сопротивления демпфера, равным 150...200 кНс/м при ограничении максимальной силы сопротивления 10...15 кН.

10.6. При расчете на прочность по допускаемым напряжениям деталей тормозной рычажной передачи максимальная сила на штоке тормозного цилиндра определяется по формуле:

$$P_w = P_{цmax} \cdot F_{ц} - P_{пр} \quad (10.1)$$

где $P_{цmax}$ - максимальное давление в тормозном цилиндре, принимаемое в зависимости от конструкции тормозной системы, но не менее 420 кПа;

$F_{ц}$ - площадь поршня тормозного цилиндра, m^2 ;

$P_{пр}$ - сила нажатия отпущенной пружины при наименьшем расчетном выходе штока, кН.

При этом коэффициент полезного действия тормозного цилиндра принимается равным единице.

10.7. Для привода ручного тормоза силы, действующие на рычажную передачу, определяются исходя из силы 300 Н, приложенной к рукоятке тормоза. При расчете на прочность деталей ручного и стояночного тормозов коэффициент полезного действия рычажной передачи от винта до колодки принимается равным единице.

10.8. Тяги рычажной передачи рассчитываются на растяжение; рычаги - на изгиб от сосредоточенных сил; затяжки и стержневые приводы регуляторов рычажной передачи - на сжатие с проверкой на продольный изгиб. При этом диаметр тяг тормозной системы должен быть не менее 22 мм.

10.9. Гладкие валики шарнирных соединений рычажной передачи, рис.10.1, рассчитываются на изгиб по формуле:

$$\sigma = \frac{P}{0,4d^3} \left(b - \frac{a}{2} \right) \quad (10.2)$$

где P - расчетная сила, действующая на валик, Н;

d - диаметр валика, м;

a - длина участка, передающего нагрузку, м;

b - расстояние между серединами опор, м.

В ступенчатых валиках и цапфах должна быть учтена концентрация напряжений.

10.10. Проушины рассчитываются на смятие, срез, а также на изгиб и растяжение.

Напряжения смятия и среза определяются по формулам:

$$\sigma_{см} = \frac{4P}{\pi t d} \quad ; \quad \tau = \frac{P}{2th} \quad (10.3)$$

где P - сила, действующая на проушину, Н;

t - толщина проушины, м;

d - диаметр отверстия проушины, м;

$h = R - \frac{d}{2}$ - высота сечения проушины по линии среза, м;

R - радиус наружного очертания проушины, м.

При расчете проушины напряжения изгиба и растяжения определяются как для криволинейного бруса от сосредоточенной силы. В зависимости от кривизны этого бруса распределение напряжений по сечению принимается по гиперболическому закону. (При отношении среднего радиуса к высоте сечения проушины больше 5 рекомендуется принимать линейный закон распределения напряжений).

Для проушины наибольшие растягивающие напряжения в точке "А", рис.10.2, внутренней цилиндрической поверхности проушины, при допущении равномерного распределения давлений от валика по этой поверхности, определяются по формуле:

$$\sigma_{max} = \frac{P}{dt} \cdot \frac{4R^2 + d^2}{4R^2 - d^2} \quad (10.4)$$

Формула справедлива при условии, что $(R - \frac{d}{2})$ - величина для проушины постоянная.

Для прямой проушины (рис.10.3):

- максимальные напряжения в сечении по отверстию определяются по формуле:

$$\sigma_{max1} = K_{\sigma1} \frac{P}{(2R - d)t} \quad (10.5)$$

- максимальные напряжения на внешнем контуре проушины в сечении, расположенном по линии действия сосредоточенной силы P , определяются по формуле:

$$\sigma_{max2} = K_{\sigma2} \frac{2P}{\pi t d} \quad (10.6)$$

где $K_{\sigma1}$ и $K_{\sigma2}$ - коэффициенты, определяемые в зависимости от отношения $\frac{d}{2R}$ по графику на рис.10.4.

Расчетная схема валика соединения рычажной передачи

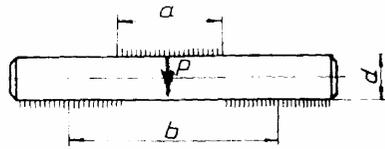


Рис.10.1.

Эскиз проушины с обозначениями к формуле (10.4)

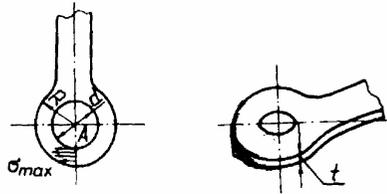


Рис.10.2.

Эскиз проушины с обозначениями к формулам (10.5), (10.6)

График K_{σ} для прямой проушины

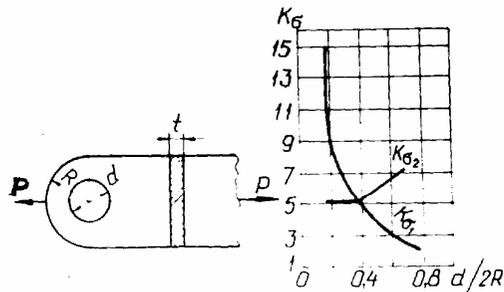


Рис.10.3.

Рис.10.4.

10.11. Втулки шарнирных соединений рычажных передач тормоза и других механизмов рассчитываются на контактное давление (смятие) по формуле:

$$\sigma_{\kappa} = 0,564 \sqrt{\frac{P}{l\eta} \cdot \frac{R_2 - R_1}{R_1 \cdot R_2}}, \quad (10.7)$$

- где σ_{κ} - максимальные контактные напряжения по образующей касания валика и втулки;
- R_2 - номинальный внутренний радиус втулки;
- R_1 - номинальный радиус валика;
- l - рабочая длина втулки;
- P - сила, действующая на шарнир;
- η - упругий параметр шарнира, определяется по формуле:

$$\eta = \frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2};$$

μ_1, E_1 - коэффициент Пуассона и модуль упругости материала валика;

μ_2, E_2 - то же, материала втулки.

В тормозных передачах максимальные напряжения σ_{κ} для втулок из цементированной стали не должны превышать 400 МПа.

10.12. Расчет траверс на прочность по допускаемым напряжениям рекомендуется выполнять по формулам сопротивления материалов с проверкой прогиба, который не должен превышать 2 мм.

Поверхность взаимодействия башмака с траверсами проверяется на смятие.

10.13. Подвеска тормозного башмака, закрепленная на обрессоренной раме тележки, рассчитывается по допускаемым напряжениям на действия сил P_1 , возникающих при торможении, и на сопротивление усталости от инерционных вертикальных P_2 и горизонтальных P_3 сил, возникающих при колебаниях подвески при отпущенном тормозе:

$$\left. \begin{aligned} P_1 &= K_p \cdot \psi_{кр}; \\ P_2 &= j_2 \cdot m; \\ P_3 &= j_3 \cdot m; \end{aligned} \right\} \quad (10.8)$$

для чугунных колодок с повышенным содержанием фосфора

$$K_p = 1,85K \frac{1,6K + 100}{5,2K + 100}; \quad (10.9)$$

$$K = \frac{1}{n} \cdot P_{\omega} \cdot i \cdot \eta \quad (10.10)$$

где K_p - расчетная сила нажатия колодки на колесо, кН;
 K - действительная сила нажатия на колодку при максимальном давлении в тормозном цилиндре, кН;
 $\varphi_{кр}$ - (п.10.14);
 m - масса подвешенного тормозного оборудования, кг;
 $j_2 = 4g$ - вертикальное ускорение массы тормозного оборудования;
 $j_3 = 1,5g$ - горизонтальное ускорение массы тормозного оборудования;
 i - передаточное число рычажной передачи;
 η - к.п.д. рычажной передачи (п.2.17);
 n - число колодок, на которое передается давление от одного тормозного цилиндра;
 P_{ω} - (п.10.6);
 g - ускорение силы тяжести.

10.14. максимальная допустимая расчетная сила нажатия на колодку K_p (10.9) должна проверяться по условию безюзового торможения для порожнего вагона:

$$q\psi_k \geq \sum K_p \cdot \varphi_{кр} \quad (10.11)$$

где q - сила тяжести от колесной пары на рельсы, кН;
 ψ_k - расчетный коэффициент сцепления, определяется согласно табл.10.1;
 $\varphi_{кр}$ - расчетный коэффициент трения, определяемый по формуле:

$$\varphi_{кр} = 0,27 \frac{3,6V + 100}{18V + 100} \quad (10.12)$$

$\sum K_p$ - сумма расчетных сил нажатия колодок на колесную пару, кН;

V - скорость, м/с.

Таблица 10.1.

Коэффициенты сцепления

Скорость, м/с	Расчетный коэффициент сцепления при силе тяжести от колесной пары, кН			
	60	100	150	200
11	0,139	0,135	0,130	0,124
39	0,106	0,102	0,098	0,094
45	0,102	0,097	0,094	0,090

10.15. Силы, передающиеся на автоматические регуляторы рычажной передачи, должны соответствовать прочности применяемых регуляторов.

10.16. При проектировании рычажной передачи колодочного тормоза необходимо определять расчетную величину выхода штока тормозного цилиндра. Составляющая этой величины, возникающая за счет упругих деформаций рычажной передачи, рассчитывается как сумма удлинения элементов, работающих на растяжение-сжатие, и прогибов рычагов и траверс, умноженных на соответствующие передаточные числа.

Расчет удлинения и прогибов статически определимых элементов производится по формулам сопротивления материалов. Рекомендуется, чтобы упругая составляющая не превышала 50% расчетного выхода штока.

10.17. Рычажная передача вагона должна обеспечивать гарантированный зазор между колесом и тормозной колодкой в отпущенном состоянии тормоза.

II. ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ И ПРИМЕНЯЕМЫЕ МАТЕРИАЛЫ

II.1. Допускаемые напряжения устанавливаются, исходя из пределов текучести пластичных материалов и из пределов прочности хрупких материалов с учетом статической, вибрационной и ударной прочности этих материалов, их коррозионной стойкости, чувствительности к концентрации напряжений и накопленного опыта эксплуатации электропоездов.

Справочные данные по основным характеристикам материалов, применяемых в вагостроении, приведены в приложении 8.

II.2. Для металлических деталей и узлов вагона, рассчитываемых в соответствии с настоящими нормами на наиболее невыгодное, но возможное в эксплуатации сочетание расчетных сил, допускаемые напряжения принимаются по табл. II.1.

II.3. Наиболее ответственные сварные конструкции, перечисленные ниже, должны изготавливаться из малоуглеродистой спокойной стали или сталей по ГОСТ 1050-74 с дополнительными требованиями по ударной вязкости, а также из низколегированной стали. Применение для их изготовления полуспокойной или кипящей стали недопустимо. К числу таких конструкций относятся:

- рамы тележек, надрессорные и подрессорные брусья, поддоны, а также траверсы подвески и опоры тяговых двигателей и привода;
- сварные элементы тормозной рычажной передачи и рессорного подвешивания;
- несущие элементы рам кузовов (продольные хребтовые и боковые балки, основные поперечные и шкворневые балки);
- сварные элементы опор кузова на тележку, опор главных трансформаторов и т.д.

Литые детали рам тележек и надрессорных брусей должны изготавливаться из сталей, качество которых не хуже, чем стали марок 15ЛП и 20ЛП по ГОСТ 977-75 с содержанием углерода не более 0,23%.

→ Для основных несущих элементов должны применяться материалы, удовлетворяющие требованиям по ударной вязкости при температуре -40°

Таблица II.1.

допускаемые напряжения, МПа

Обозначения: σ_T - предел текучести

Материал	Наименование узлов и элементов вагона				
	Элементы кузова				
	Продольные и шкворневые балки, хребтовые раскосы, боковые обвязки		Остальные элементы		
	Расчетные режимы				
	I	II	I	II	
Стальной прокат	Ст3	σ_T	155	σ_T	165
	20	-	-	σ_T	185
	Ст5	-	-	σ_T	185
	30	-	-	σ_T	185
09Г2Д, 09Г2СД, 10ХНДП, 10ХСНД, 10Г2БД	09Г2Д, 09Г2СД	σ_T	200	σ_T	210
	10ХНДП	-	-	σ_T	210
	10ХСНД	σ_T	205	σ_T	215
	10Г2БД	-	-	σ_T	215
Стальные отливки	20Л1	-	-	170	140
	20ЛП	-	-	175	145
	20ГЛ, 20ФЛ	-	-	200	155
Прокат из алюминиевых сплавов	АМг5М	125	90	130	95
	АМг6М	140	100	145	110
Плиты из алюминиевых сплавов	1915	170	120	180	130
	АМг5	105	75	110	80
	АМг6	125	90	130	95
Материал шва Сварка электродами	1915Г	160	110	165	120
	342	σ_T	155	σ_T	165
	342А	σ_T	165	σ_T	180
	95СА	σ_T	190	σ_T	200

Продолжение таблицы II.1.

М а т е р и а л ы	Наименование узлов и элементов вагона					
	Элементы ходовых частей (тележек) кроме колесных пар					
	Сварные элементы (рама, несущие балки)	Детали рессор- ного подвешивания	Детали подвески привода, несущие кронштейны	Детали тормоза		
	Расчетные режимы			Вид деформации		
Ш, IV	Ш, IV	Ш, IV	растя- жение сжатие изгиб	смятие		
Стальной прокат	Ст3 20	I60	I60	-	I30	II0
	Ст5 30	I75	I75	I90	I50	I30
	35, 45	-	I80	200	-	-
	09Г2Д, 09Г2СД	I80	I80	200	I60	I40
	10Г2БД	I90	I90	200	-	-
Стальное литье	5502	1000		-	-	
	6002	750*		-	-	
	I5ЛП	-	II0	I20	-	
	20ЛП	-	I20	I35	I20	II0
Электроды (автоматическая сварка)	35ЛП	-	I40	I55	-	-
	Э42	I55		I30		-
	Э42А	I65		I30		-
Болты Ст3	Э50А	I90		I30		-
	чёрные	-	I40	-		-
	чистые	-	I40	-		-

Примечание: I. Предел текучести σ_T принимается по нижней границе величин, регламентированных ГОСТ'ами на материал. В случае применения проката, дифференцированного по группам прочности с гарантированными механическими свойствами (ТУ I4-I-3023-80), допускаемые напряжения умножаются на коэффициент повышения прочности, принятый по пределу текучести.

2. Во всех деталях, за исключением рессор, при чистом сдвиге допускаемые напряжения принимаются равными 0,6 допускаемых напряжений при растяжении. Для рессор величина допускаемых напряжений на срез и кручение отмечена знаком *).

II.4. Применение для изготовления ответственных несущих элементов вагонов сталей новых марок или иных материалов допускается по согласованию с заказчиком при соответствии предлагаемых марок прокатной стали "Основным техническим требованиям к перспективной прокатной стали для несущих сварных конструкций подвижного состава" (МПС, Минтяжмаш, I977), а для литых сталей - результатам испытаний по согласованной методике. Прочностные показатели натуральных элементов из новых материалов и, особенно, их сопротивление усталости и ударная прочность по результатам испытаний должны быть не ниже, чем у элементов, изготовленных из сталей, рекомендованных в приложении 8.

Величины допускаемых напряжений для новых материалов устанавливаются, исходя из соотношения пределов прочности, текучести, вязности, статических и ударных разрушающих нагрузок, чувствительности к концентрации напряжений, пределов хладоломкости и т.д.

II.5. Для высокоуглеродистых и легированных сталей, предел прочности которых $\sigma_b > 600$ МПа, допускаемые напряжения для III и IV режимов определяются из соотношения:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{n \cdot \beta}, \quad (II.1)$$

где σ_T - предел текучести материала;

n - коэффициент запаса, учитывающий свойства материала, безопасность работы, точность расчетов, разброс критериев прочности. Принимается равным I,9;

β - коэффициент, зависящий от отношения σ_T/σ_b .

Принимается равным: I,2 при $\sigma_T/\sigma_b = 0,55...0,7$;
I,45 при $\sigma_T/\sigma_b = 0,7...0,9$.

II.6. Для материалов, указанных в приложении 8 и не вошедших в табл. II.1, допускаемые напряжения должны корректироваться по отношению пределов текучести применяемого материала и близкого к нему по механическим характеристикам, приведенного в приложении 8.

II.7. Для изготовления амортизирующих элементов, прокладок (виброизолирующих и уплотнительных) и др. должны использоваться резины с регламентированными свойствами. Рекомендуемые марки резины приведены в приложении 8. Допускаемые напряжения и относительные деформации резины приведены в табл. II.2 и II.3.

Таблица II.2
Допускаемые напряжения для амортизационных резины

Марка резины	Допускаемые напряжения, МПа								
	Статическое нагружение			Динамическое нагружение					
	сжатие	параллельный сдвиг	сдвиг с кручением	Ударное кратковременное			Длительное циклическое**		
сжатие				параллельный сдвиг	сдвиг с кручением	сжатие	параллельный сдвиг	сдвиг с кручением	
7-1847	2,5	1,5	2,0	4,0	1,5	1,5	1,2	0,30	1,0
7-ИРП-1346	2,0	1,2	1,8	3,0	1,0	1,0	1,0	0,20	0,8
7-6621	2,0	1,2	1,8	3,0*	1,0*	1,0*	1,0*	0,20*	0,8*
7-2959	3,5	2,0	2,5	5,5	2,0	2,0	1,4	0,40	1,2
7-ИРП-1347	3,0	1,6	2,0	4,5	1,5	1,8	1,2	0,25	1,0
7-6620	3,0	1,6	2,0	4,5	1,5	1,8	1,2*	0,30*	1,0*
7-4611	3,5	1,8	2,2	5,5	1,5	1,8	1,1	0,25	0,8
7-7842	4,0	3,0	3,0	5,5	1,8	1,8	1,4	0,60	1,5
7-ИРП-1357	4,0	2,0	2,5	7,0*	1,6*	1,6*	1,2*	0,40*	1,2*
7-2462	4,5	2,5	2,5	6,0	2,0	2,0	1,6	0,60	1,5
7-ИРП-1348	4,0	2,0	2,4	6,5	1,8	1,8	1,4	0,50	1,2
7-6700	4,0	2,0	2,4	5,5**	1,8**	1,8**	1,4**	0,45**	1,3**

Примечание.

1. Допускаемые напряжения определены по первоначальной площади поперечного сечения.

2. Напряжения, отмеченные * даны по аналогии с резинами, близкими по химическому составу.

3. Напряжения, отмеченные ** даны в качестве ориентировочных и уточняются по результатам испытаний опытных образцов.

Таблица II.3.

допускаемые относительные деформации амортизационных резины

Марка резины	Допускаемые деформации								
	Статическое нагружение			Динамическое нагружение					
	сжатие	параллельный сдвиг	сдвиг с кручением	Ударное кратковременное			Длительное циклическое		
сжатие				параллельный сдвиг	сдвиг с кручением	сжатие	параллельный сдвиг	сдвиг с кручением	
7-1847	0,35	0,20	0,25	0,25	0,20	0,20	0,20	0,15	0,18
7-ИРП-1346	0,30	0,18	0,20	0,20	0,15	0,18	0,15	0,12	0,15
7-6621	0,30*	0,15*	0,20*	0,20*	0,15*	0,18*	0,15*	0,12*	0,15*
7-2959	0,30	0,20	0,20	0,20	0,18	0,20	0,18	0,12	0,20
7-ИРП-1347	0,25	0,19	0,18	0,18	0,15	0,15	0,15	0,10	0,15
7-6620	0,25*	0,18*	0,18*	0,18*	0,15*	0,15*	0,15*	0,10*	0,15*
7-4611	0,20	0,15	0,18	0,18	0,15	0,15	0,10	0,10	0,15
7-7842	0,25	0,18	0,20	0,20	0,18	0,18	0,15	0,10	0,12
7-ИРП-1357	0,20*	0,15*	0,18*	0,18*	0,15*	0,15*	0,10*	0,08*	0,10*
7-2462	0,20	0,08	0,18	0,15	0,10	0,12	0,10	0,08	0,10
7-ИРП-1348	0,18	0,06	0,15	0,12	0,08	0,10	0,10	0,06	0,10
7-6700	0,18*	0,06*	0,15*	0,12*	0,08*	0,10*	0,10*	0,06*	0,08*

Примечание.

Деформации, обозначенные *, даны по аналогии с резинами, близкими по химическому составу.

II.8. Для деревянных деталей вагонов (ГОСТ 3191-82) допускаемые напряжения для сосны и ели принимаются по табл. II.4. Для древесины других пород эти напряжения корректируются поправочными коэффициентами по табл. II.5.

Таблица II.4.

Допускаемые напряжения для сосны и ели в МПа

Вид деформации	Растяжение	Изгиб	Сжатие и смятие местное	Смятие волокон	Срез волокон
Вдоль волокон	6	8,5	8,5	-	0,4
Поперек волокон	-	-	1,2	2	4

Таблица II.5.

Поправочные коэффициенты для допускаемых напряжений различных пород древесины

Породы древесины	Вид деформации		
	растяжение, изгиб, сжатие, смятие вдоль волокон	сжатие и смятие поперек волокон	скалывание
Дуб, ясень европейский, граб, клен, акация белая	1,3	2,0	1,6
Лиственница	1,2	1,2	1,0
Береза, бук, ясень дальневосточный	1,1	1,6	1,3
Сосна Якутии, пихта кавказская, кедр	0,9	0,9	0,8
Сосна и ель Кольского полуострова, пихта уральская, сибирская и дальневосточная	0,8	0,8	0,7

Справочные данные о физико-механических свойствах древесных пород СССР, а также механические свойства древесных плит, фанеры и некоторых полимерных материалов представлены в приложении 8.

РАСЧЕТНАЯ СХЕМА ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ДИНАМИЧЕСКОГО НАПРЯЖЕНИЯ РАМНЫХ СИЛ ПРИ ДВИЖЕНИИ ВАГОНА ПО ПРЯМОМУ УЧАСТКУ ПУТИ

Силы, приложенные к тележке при определении динамических рамных сил, и их относительные направления представлены на рис. II.1.1. На схеме обозначено:

- $R_{дл}$ — поперечные силы (п. 5.9.2);
- $R_{т}$ — продольные силы (п. 5.9.1);
- P_c — силы сцепления колеса с рельсом;
- Y — направляющая сила;
- $2l_T$ — база тележки;
- $2S$ — расстояние между кругами катания колес;
- $2b$ — расстояние между серединами шеек осей колесных пар;
- $2l_n$ — расстояние между осями тяговых поводков центрального подвешивания;
- α_1 и α_2 — углы, образуемые радиусами-векторами, проведенными из полюса поворота тележки к точкам контакта колес с рельсами, и продольной осью тележки;
- ω — расстояние от центра тележки до полюса поворота ω .

Поперечные H_1 и H_2 и продольные R_1 и R_2 составляющие динамических рамных сил, приложенные к раме тележки, определяются из соотношений:

$$H_1 = P_c \frac{X - l_T}{\sqrt{(X - l_T)^2 + S^2}} + P_{дл} \quad (II.1.1)$$

$$H_2 = P_c \frac{X - l_T}{\sqrt{(X - l_T)^2 + S^2}}$$

$$R_1 = P_c \frac{S}{\sqrt{(X + l_T)^2 + S^2}} \cdot \frac{S}{b} \quad (II.1.2)$$

$$R_2 = P_c \frac{S}{\sqrt{(X - l_T)^2 + S^2}} \cdot \frac{S}{b}$$

где $P_c = \psi(V) Q_{дп}$, кН;

$Q_{дп}$ — сила тяжести (вес) вагона грунто, приходящаяся от колеса на рельс, кН;

Схема сил, действующих на тележку в горизонтальной плоскости

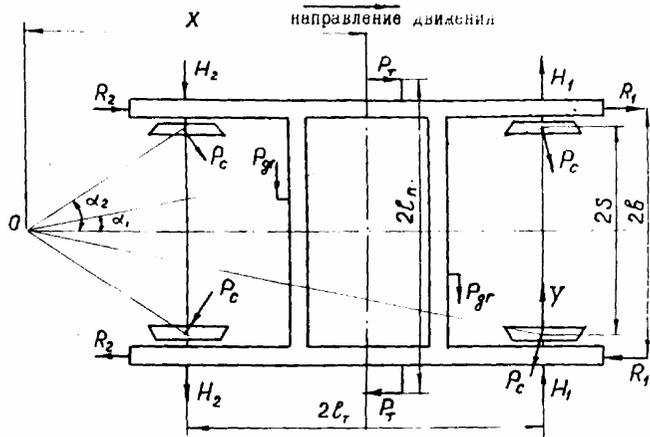


График зависимости γ от β при $2l_r = 2,4 \dots 2,7$ м

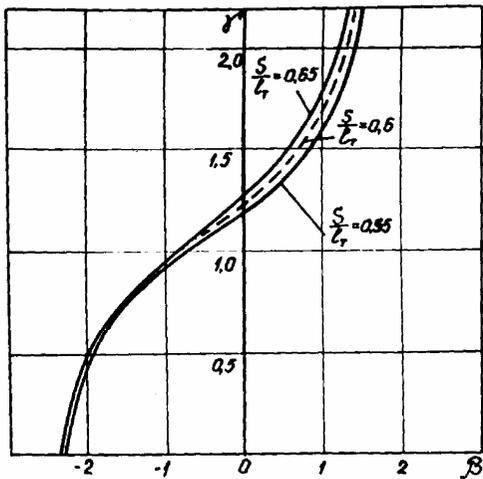


Рис. П. I. 2.

$\Psi_K(V)$ - коэффициент сцепления. Для определения динамических рамных сил при скорости от 11 м/с до конструктивной приближенно вычисляется по формуле:

$$\Psi_K(V) = 0,115 - 0,00147 V \quad (V \geq 11 \text{ м/с}) \quad (\text{П. I. 3})$$

$\lambda = \gamma l_r$. Коэффициент γ определяется по графику на рис.

П. I. 2 при фиксированных отношениях S/l_r в зависимости от коэффициента β , равного

$$\beta = \frac{P_T \cdot l_n - P_{де} \cdot l_T}{P_c \cdot l_T} \quad (\text{П. I. 4})$$

Определенные в результате расчета составляющие динамических рамных сил распределяются между элементами связи колесных пар с рамой тележки согласно п. 5.9.3.

РАСЧЕТ ОСИ КОЛЕСНОЙ ПАРЫ

Таблица П.2.1.

Условные обозначения и значения коэффициентов

Обозначение	Определение	Размерность
1	2	3
Q	Сила тяжести (вес) конструкции вагона (тары), относящаяся к наиболее нагруженной тележке (проектная)	Н
η_1	Коэффициент, учитывающий возможные отклонения от проектного значения силы тяжести (веса) конструкции вагона $\eta_1 = 1,03$	-
$Q_{п}$	Сила тяжести (вес) пассажиров, относящаяся к наиболее нагруженной тележке	Н
η_2	Коэффициент, учитывающий разность вертикальных статических сил, действующих от осей колёсных пар на рельсы наиболее нагруженной тележки $\eta_2 = 0,03$	-
η_3	Коэффициент, учитывающий разность вертикальных статических сил, действующих от правого и левого колёс на рельсы рассчитываемой оси колесной пары $\eta_3 = 0,04$	-
$q_{кп}$	Сила тяжести (вес) колёсной пары без букс и редуктора	Н
$q_{б}$	Сила тяжести (вес) буксового узла	"
$q_{ш}$	Сила тяжести (вес) консольной части оси (до круга катания)	"
F_k	Касательная сила тяги в длительном режиме для одной колёсной пары	"
D_k	Диаметр нового колеса	м
α	Расстояние в продольном направлении от оси колесной пары до кронштейна подвески редуктора	"
i	Передаточное отношение редуктора	-
$2L$	База тележки	м
b	Расстояние в продольном направлении между кронштейнами подвески редуктора	"

Продолжение таблицы П.2.1.

1	2	3
c	Расстояние в поперечном направлении между кронштейнами подвески редуктора	м
$2l$	Расстояние между серединами шеек оси	"
$q_{п}$	Половина силы тяжести (веса) пружин, опирающихся на буксу	Н
q_k	Сила тяжести (вес) колеса	"
q_p	Сила тяжести (вес) необрессоренной части редуктора	"
q_c	Сила тяжести (вес) средней части оси между кругами катания колёс	"
$2S$	Расстояние между кругами катания	м
e	Расстояние от круга катания колеса до плоскости центра (масс) редуктора	"
V	Конструкционная скорость	м/с
μ	Коэффициент трения между колесом и рельсом (п.2.11)	-
l_1	Расстояние от середины шейки оси до расчетного сечения I	м
l_2	Расстояние от середины шейки оси до расчетного сечения II	"
l_3	Расстояние от середины шейки оси до расчетного сечения III	"
l_4	Расстояние от середины шейки оси до расчетного сечения IV	"
$l_5 = \frac{S}{3}$	Расстояние от среднего сечения V до места приложения силы P_c	"
M_i	Изгибающий момент в i -том расчетном сечении оси ($i = I, II, III, IV, V$)	Нм
W_i	Момент сопротивления в i -том расчетном сечении оси ($i = I, II, III, IV, V$)	м ³
$(\sigma_{\text{до}})_i$	Предел выносливости оси в i -том расчетном сечении оси ($i = I, II, III, IV, V$)	МПа

Таблица П.2.2.

Формулы для расчета оси колесной пары
на сопротивление усталости

Условное обозначение	Расчетная формула	Размерность	Наименование
1	2	3	4
$P_o^{экв}$	$\frac{Q\eta_1 + Q_n}{2} (1 + \eta_2 + \eta_3)$	H	Эквивалентная статическая нагрузка от колесной пары на рельсы (эквивалентная осевая нагрузка)
P_{cm}	$\frac{P_o^{экв} - (q_{кп} + q_p)}{2} + q_{ш}$	"	Сила тяжести (вес) конструкции вагона, приложенная к шейке оси
$P_{ш}$	$\frac{P_o^{экв} - (q_{кп} + q_p)}{2} - q_b - q_n$	"	Сила тяжести (вес) наддресорного строения конструкции вагона, приложенная к шейке оси
$P_{шд}$	$0,3 \cdot P_{ш}$	"	Динамическая добавка к вертикальной статической силе
R_A^*	$\frac{F_k D_k}{2a} \left(1 + \frac{1}{i}\right)$	"	Вертикальная сила, приложенная к оси от зубчатого колеса редуктора при силе тяги в длительном режиме
P_n	$\frac{F_k D_k}{4L} + R_A B + \frac{R_A C}{4l}$	"	Вертикальная сила, приложенная к шейке оси со стороны редуктора при силе тяги в длительном режиме

* Данная формула справедлива при напрессовке зубчатого колеса редуктора на ось колпарты. При другой установке зубчатого колеса должна быть учтена фактическая схема приложения сил к оси.

Продолжение таблицы П.2.2.

1	2	3	4
P_n	$\frac{F_k D_k}{4L} + R_A B - \frac{R_A C}{4l}$	H	Вертикальная сила, приложенная к шейке оси со стороны противоположной редуктору при силе тяги в длительном режиме
H_p	$0,15 P_o^{экв}$	"	Поперечная рамная сила
$P_{н1}$	$\frac{q_{г}}{g} \cdot j_{\delta 1}$	"	Инерционная сила от необремененных масс, приложенная к шейке оси со стороны редуктора
$P_{н2}$	$\frac{q_{г}}{g} \cdot j_{\delta 2}$	"	Инерционная сила от необремененных масс, приложенная к шейке оси со стороны противоположной редуктору
$P_{к1}$	$\frac{q_k}{g} \cdot j_{к1}$	"	Инерционная сила, приложенная к подступичной части оси со стороны редуктора
P_p	$\frac{q_p}{g} \cdot j_p$	"	Инерционная сила, приложенная к редукторной части оси
P_c	$\frac{q_c}{g} \cdot \frac{j_{к1}}{2}$	"	Инерционная сила, приложенная к средней части оси
$q_{г}$	$q_b + q_{ш} + q_n$	"	Сила тяжести (вес) необремененных частей, приходящаяся на шейку оси
$j_{\delta 1}$	$(2000 + 113V) \sqrt{\frac{g}{q_{нк}}}$	м/с ²	Ускорение буксового узла со стороны редуктора
$j_{\delta 2}$	$j_{\delta 1} \frac{l_3}{l_3 + 2S}$	"	Ускорение буксового узла со стороны противоположной редуктору
$j_{к1}$	$j_{\delta 1} \frac{2S}{l_3 + 2S}$	"	Ускорение колеса со стороны редуктора

Продолжение таблицы П.2.2.

I	2	3	4
j_p	$j_{\delta r} \frac{2S-e}{l_3+2S}$	м/с ²	Ускорение необрессоренной части редуктора
$q_{нк}$	$\frac{1}{2} q_{кп} + q_{\delta} + q_n + \frac{(2S-e)}{2S} q_p$	Н	Сила тяжести (вес) необрессоренных частей, приходящаяся от колеса на рельс
R_1	$P_{см} + P_{шд} + P_n + P_{н1} + P_{к1} + P_p - R_A + \frac{P_c}{2} + (P_n + P_{н1} + P_{н2} - P_n) \frac{l_3}{2S} - (P_p - R_A) \frac{e}{2S} - P_c \frac{l_5}{2S} + H_p \frac{D_k}{4S}$	"	Вертикальная реакция от суммарной расчетной силы на опоре оси со стороны редуктора
R_2	$P_{см} + P_{шд} + P_n - P_{н2} + \frac{P_c}{2} + (P_n - P_n - P_{н1} - P_{н2}) \frac{l_3}{2S} + (P_p - R_A) \frac{e}{2S} - P_c \frac{l_5}{2S} - H_p \frac{D_k}{4S}$	"	Вертикальная реакция от суммарной расчетной силы на опоре оси со стороны противоположной редуктору
H_2	μR_2	"	Поперечная составляющая сила трения колеса о рельс для колеса со стороны противоположной редуктору
H_1	$H_p + H_2$	"	Боковая сила
M_I	$(P_{см} + P_{шд} + P_n + P_{н1}) l_1$	Нм	Изгибающий момент в I расчетном сечении оси
M_{II}	$(P_{см} + P_{шд} + P_n + P_{н1}) l_2$	"	Изгибающий момент во II расчетном сечении оси

Продолжение таблицы П.2.2.

I	2	3	4
M_{III}	$(P_{см} + P_{шд} + P_n + P_{н1}) l_3 + \frac{H_1 D_k}{2}$	Нм	Изгибающий момент в III расчетном сечении оси
M_{IV}	$(P_{см} + P_{шд} + P_n + P_{н1} + P_{к1} + P_p - R_1 - R_A) l_4 - (P_{к1} + P_p - R_1 - R_A) l_3 - (P_p - R_A) e + \frac{H_1 D_k}{2}$	"	Изгибающий момент в IV расчетном сечении оси
M_V	$(P_{см} + P_{шд} + P_n - P_{н2} - R_2) S + (P_{см} + P_{шд} + P_n - P_{н2}) l_3 + \frac{H_2 D_k}{2}$	"	Изгибающий момент в V расчетном сечении оси
$(\sigma_p)_i$	$\frac{M_i}{W_i}$	МПа	Расчетное напряжение в i-том сечении оси (i = I, II, III, IV, V)
n_i	$\frac{(\sigma_{-1})_i}{(\sigma_p)_i}$	-	Коэффициент запаса сопротивления усталости в i-том сечении оси (i = I, II, III, IV, V)

РАСЧЕТ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ РАЦИОНАЛЬНОГО РАСПОЛОЖЕНИЯ
ТОЧЕК КРЕПЛЕНИЯ ПОДВЕСКИ РЕДУКТОРА

И.3.1. Рациональное расположение крепления редуктора к раме тележки с точки зрения снижения до минимума возмущения крутильных колебаний в приводе, исходя из максимально допустимой радиальной деформации муфты, определяется передаточными числами K_1 , K_2 , рис. И.3.1.

И.3.2. Порядок расчета величин K_1 , K_2 приведен в табл. И.3.1. Исходными положениями расчета являются:

- основные конструктивные параметры экипажа и привода (база тележки, характеристики рессорного подвешивания, расположение тягового двигателя, передаточное число, а также длина и расположение центра редуктора) принимаются заданными;
- деформации буксовой ступени подвешивания принимаются симметричными относительно положения статического равновесия;
- возможные сочетания амплитуд колебаний подпрыгивания, галопирования и боковой качки тележки представляются в виде эллипсоида, оси которого равны максимальным значениям амплитуд соответствующих видов колебаний;
- значения амплитуд динамических прогибов буксовых пружин принимаются на основании результатов натурных испытаний вагонов электропоездов с близкими параметрами; при отсутствии этих данных значения амплитуд колебаний определяются согласно табл. И.3.1;
- центр поворота тележки при галопировании лежит на уровне верхней плоскости буксовых пружин в середине базы тележки;
- радиальная деформация муфты определяется с учетом постоянной составляющей прогибов буксовых пружин от движения в кривой с непогашенным ускорением $0,7 \text{ м/с}^2$, а также действия сил тяги и торможения;
- близость частот вертикальных свободных колебаний тележки и первой формы колебаний привода учитывается коэффициентом динамичности.

Используемые в расчете значения частот свободных колебаний тележки и привода, и показатели деформирования этих колебаний принимаются либо по результатам натурных испытаний вагонов с близкими параметрами, либо рассчитаны путем по программе "PRIVED".

Схема сил, действующих на колесную пару

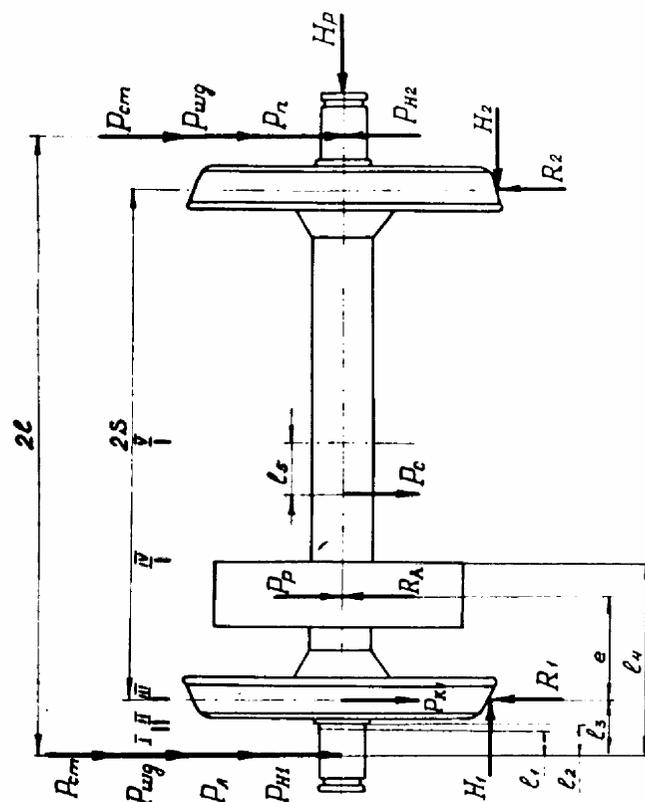


Рис. И.2.1.

Таблица п. 3.1.

Порядок расчета для определения рационального расположения подвески редуктора

Словное обозначение	Формула	Размерность	Наименование
1	2	3	4
$2b$	-	мм	База тележки
$\overline{CP}=\overline{C}$	$(C_x; C_y)$	"	Вектор, соединяющий центр поворота рамы тележки при галопировании с осью вала якоря Тод в плоскости редуктора (рис. П.3.2)
\overline{P}	$(r_x; r_y)$	"	центр редуктора (рис. П.3.2.)
i	$(i \geq 1)$	-	передаточное число редуктора
δ_0	-	мм	Максимальная допустимая расцентровка валов шестерни и якоря Тод.
μ_i	$\frac{\eta_i}{\sqrt{(1-\eta_i^2)^2 + \left(\frac{\Delta}{\pi}\right)^2 \eta_i^2}}$	-	Коэффициенты динамичности, учитывающие близость частот свободных колебаний тележки и первой формы свободных колебаний привода: μ_1 - для подпрыгивания тележки, μ_2 - для боковой качки тележки, μ_3 - для галопирования тележки.
η_i	$\eta_i = \frac{\omega_i}{P}$	-	Отношение частот свободных колебаний подпрыгивания (ω_1), боковой качки (ω_2), галопирования (ω_3) тележки к частоте (P) первой формы свободных колебаний привода.
Δ	-	-	Перечисленные частоты, а также логарифмический декремент затухания (Δ) колебаний привода определяются по программе "PRIVOD".
Z_1	$\frac{Q_1 + K_a \cdot f_{cr}}{b}$	рад	Приведенные амплитуды колебаний тележки:
Z_2	Q^*	"	Z_1 - подпрыгивания,
Z_3	$\frac{Q_3 K_a \cdot f_{cr}}{b}$	"	Z_2 - боковой качки,
C_a	(п.2.6)	-	Z_3 - галопирования.
			Коэффициент вертикальной динамики первой ступени

* учитывается в расчете при наличии данных натурных испытаний

1	2	3	4
f_{cr}	(п.9.4)	мм	Статический прогиб буксворе подвешивания
Z	$\sqrt{Z_1^2 + Z_2^2}$	рад	Приведенная совокупная амплитуда подпрыгивания и боковой качки тележки.
ξ_1	$1,1 Z_1$	рад	Приведенные амплитуды отклонения тележки от положения равновесия с учетом постоянных составляющих прогибов буксовых пружин при движении в кривых с непогашенным ускорением 0,7 м/с ² , а также для ячки и торсионности:
ξ_2	$\frac{d\delta_2 \cdot y_1}{b \cdot y_0}$	"	ξ_1 - подпрыгивание;
ξ_3	$1,2 Z_3$	"	ξ_2 - боковая качка;
ξ	$\sqrt{\xi_1^2 + \xi_2^2}$	"	ξ_3 - галопирование;
			ξ - совокупное действие подпрыгивания и боковой качки.
dS_2	Определяется при расчетах габарита	мм	прогиб буксовых пружин при движении в кривой с непогашенным ускорением 0,7 м/с ²

Промежуточные величины для расчета

r^2	$r_x^2 + r_y^2$	мм ²
K_1^4	$b \cdot r_x / r^2$	-
K_2^4	$-(C_x \cdot r_x + C_y \cdot r_y) / r^2$	-
b_{ox}	$\xi \cdot (b - K_1^4 \cdot r_x)$	мм
b_{oy}	$-\xi K_1^4 \cdot r_y$	"
b_0	$+\sqrt{b_{ox}^2 + b_{oy}^2}$	"
C_{ox}	$\xi_3 (C_x + K_2^4 r_x)$	"
C_{oy}	$\xi_3 (C_y + K_2^4 r_y)$	"
C_0^2	$C_{ox}^2 + C_{oy}^2$	"

1	2	3	4
C_0	$\begin{cases} +\sqrt{C_0^2}, \text{ если знак } (b_{0x}) = \\ = \text{ знак } (C_{0x}), \text{ или знак } (b_{0y}) = \\ = \text{ знак } (C_{0y}); \\ -\sqrt{C_0^2}, \text{ если знак } (b_{0x}) = \\ = - \text{ знак } (C_{0x}), \text{ или знак } (b_{0y}) = \\ = - \text{ знак } (C_{0y}) \end{cases}$	мм	
μZ	$\sqrt{(\mu_1 Z_1)^2 + (\mu_2 Z_2)^2}$	рад	
X	$\left(\frac{\xi}{\mu Z}\right)^2 \cdot \frac{r^2}{(\delta_0^2 - b_0^2 - c_0^2)} \cdot \frac{\delta_0^2}{(\delta_0^2 - c_0^2)}$		
Y	$-\left(\frac{\xi}{\mu Z}\right)^2 \cdot \frac{\xi_3}{\mu_3 Z_3 b_0 c_0} \cdot \frac{r^2 \delta_0^2}{(\delta_0^2 - b_0^2 - c_0^2)}$		
Z	$\left(\frac{\xi}{\mu_3 Z_3}\right)^2 \cdot \frac{r^2}{(\delta_0^2 - b_0^2 - c_0^2)} \cdot \frac{\delta_0^2}{(\delta_0^2 - b_0^2)}$		
\sqrt{D}	$\sqrt{(X-Z)^2 + 4Y^2}$		
λ_1	$(X+Z+\sqrt{D})/2$		
λ_2	$(X+Z-\sqrt{D})/2$		
A	$1/\sqrt{\lambda_2}$	} - Полуоси эллипса, описывающего множество возможных значений передаточных чисел K_1, K_2 кинематической схемы привода	
B	$1/\sqrt{\lambda_1}$		
l	2A	- Длина большой оси эллипса	
Вспомогательные величины для расчета			
ρ	$\sqrt{1/\lambda_2 - 1/\lambda_1}$	-	
e_x	$Y/\sqrt{Y^2 + (\lambda_2 - X)^2}$	-	
e_y	$(\lambda_2 - X)/\sqrt{Y^2 + (\lambda_2 - X)^2}$	-	

1	2	3	4
F_{1x}	$\mu Z \cdot K_1^4 + \rho \cdot e_x$	-	Координаты фокусов эллипса возможных значений передаточных чисел K_1, K_2 кинематической схемы привода.
F_{1y}	$\mu_3 Z_3 \cdot K_2^4 + \rho \cdot e_y$		
F_{2x}	$\mu Z \cdot K_1^4 - \rho \cdot e_x$		
F_{2y}	$\mu_3 Z_3 - \rho \cdot e_y$		

П.3.3. Порядок определения кратчайшего расстояния от эллипса до начала координат

Точное решение задачи по определению координат точки эллипса, наименее удаленной от начала координат осуществляется на линии ЭММ.

Для приближенного расчета этих координат применяется метод, основанный на свойстве эллипса и заключающийся в следующем (рис. П.3.2):

- на координатной плоскости (XZ) между точками с координатами (F_{1x}, F_{1y}); (F_{2x}, F_{2y}) натягивается нить длиной $l = 2A$;
- другая нить, закрепленная в начале координат, зацепляется за первую нить и свободным концом оттягивается к началу координат. Точка зацепления нитей S является наименее удаленной от начала координат точкой эллипса;

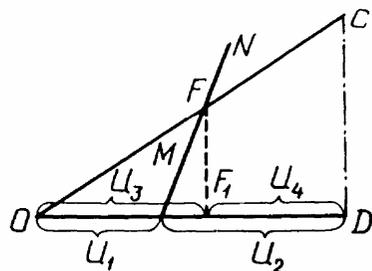
- по координатам (S_x, S_y) точки S находятся искомые передаточные числа:

$$K_1 = \frac{S_x}{\mu Z} ; \quad K_2 = \frac{S_y}{\mu_3 Z_3} ; \quad (\text{П.3.1})$$

- по значениям K_1 и K_2 определяется прямая, на которой должны располагаться точки крепления конструктивных элементов связи корпуса редуктора с рамой тележки:

$$U_1 = \frac{b}{K_1} ; \quad U_3 = \frac{b}{1 + K_2} \quad (\text{П.3.2})$$

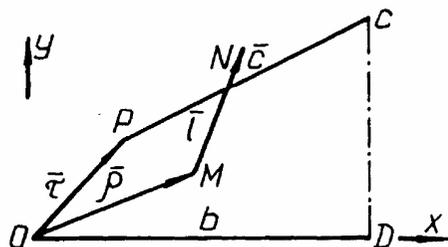
Отрезки U_1 и U_3 показаны на рис. П.3.1.



- O - ось колесной пары;
- C - центр поворота рамы тележки при галопировании;
- MN - подвеска редуктора;
- OD - горизонтальный отрезок проходящий через ось колесной пары, $OD = b$;
- $K_1 = 1 + U_2/U_1$; $K_2 = U_4/U_3$

Рис.П.3.1.

Обобщенная кинематическая схема тягового привода



- O - ось колесной пары;
- OP - централь редуктора;
- MN - подвеска редуктора;
- C - центр поворота рамы тележки при галопировании;
- OD - половина базы тележки.

рис.П.3.2.

Определение кратчайшего расстояния от эллипса до начала координат

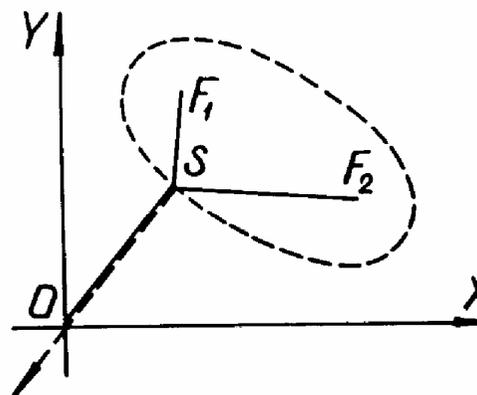


Рис.П.3.3.

Приложение 1
(к п. 3.7)
Рекомендуемое

ПРАКТИЧЕСКОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ УГРУСТИ СВОБОДНОГО
ЭЛЕМЕНТА ВАЛОПРОВОДА ТЯГОВОГО ПРИВОДА

Другие свойства соединения элементов валопровода тягового привода (участка вала между сосредоточенными массами) характеризуются его податливостью. Податливость — величина, обратная жесткости.

Податливость всего валопровода равняется сумме податливостей его частей. Податливость соединения определяется по формуле:

$$e = \frac{l}{G J_p}, \quad (\text{П.4.1})$$

где l — длина вала;

G — модуль упругости материала при сдвиге;

J_p — полярный момент инерции вала.

Податливость ступенчатого вала может существенно отличаться от суммы податливостей его частей.

— При малом радиусе галтели, когда диаметр одной части вала d_2 существенно больше диаметра другой части вала d_1 , $d_2 \gg d_1$, значительная часть материала выступающей части вала с большим диаметром (непосредственно у перехода) не деформируется. Это способствует увеличению суммарной податливости соединения.

— При большем радиусе галтели, когда этот радиус $r > (0,2 \dots 0,3) d_1$, податливость части вала меньшего диаметра уменьшается за счет увеличения сечений в пределах галтелей, что эквивалентно уменьшению его длины на величину λ за счет соответствующего удлинения части вала большого диаметра.

Расчет суммарной податливости участка производится:

$$\text{— для случая } d_2 \gg d_1: \quad e = \frac{32}{\pi G} \left(\frac{l_1 + \lambda}{d_1^4} + \frac{l_2 - \lambda}{d_2^4} \right) = \quad (\text{П.4.2})$$

$$= \frac{32}{\pi G} \left(\frac{1}{d_1^4} + \frac{2}{d_2^4} + X \right),$$

где l_1, l_2 — длины соответствующих участков вала

поправка X при $d_2 > d_1; d_2^4 \gg d_1^4$ находится по приближенной зависимости:

$$X = \lambda \left(\frac{1}{d_1^4} - \frac{1}{d_2^4} \right) \approx \frac{\lambda}{d_1^4} = \frac{\lambda}{d_1} \cdot \frac{1}{d_1^3}, \quad (\text{П.4.3})$$

а отношение $\frac{\lambda}{d_1}$ — из графика на рис. П.4.1.
— для случая $r > (0,2 \dots 0,3) d_1$:

Расчет суммарной податливости производится по той же формуле, но поправки λ и X берутся со знаком минус.

Для гладкого вала с диаметром d при палочки центрального сверления в формулу (П.4.1.) добавляется множитель:

$$K_c = \frac{1}{1 - \left(\frac{\delta}{d}\right)^4}, \quad (\text{П.4.4})$$

где δ — диаметр сверления.

Податливость фланца, изготовленного вместе с валом, находится как для ступенчатого соединения по формуле (П.4.1), но вместо d_2 принимается диаметр окружности размещения соединительных болтов. Влияние галтели учитывается, как в прежних случаях.

При бесшпоночном креплении фланца на валу путем горячей, прессовой посадки и т.п. податливость соединения оценивается также по формуле (П.4.1), но поправка X при $r < (0,2 \dots 0,3) d_1$ увеличивается в 1,5 раза.

При плотной посадке фланца со шпошкой эта поправка увеличивается в 2 раза. При шлицевой и шпоночной скользящей посадке X увеличивается в 4 раза.

Более подробно определение податливости соединений приведено в книге: Истомин П.А. Крутильные колебания в судовых ДВС.

"Судостроение", Л., 1966, с. 286.

Терских В.П. Расчеты крутильных колебаний силовых установок. Справочное пособие, т. 1, 2, Машиностроение, М., 1964.

График определения $\frac{\lambda}{d_1}$

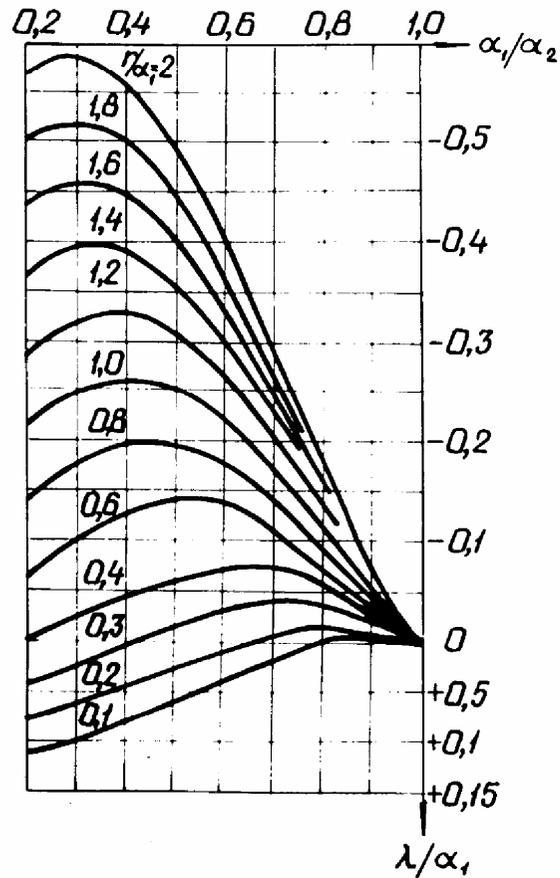


Рис.П.4.1.

РАСЧЕТ УПРУГО-ДРОССЕЛИВАННОЙ ПНЕВМОРЕССОРЫ

П.5.1. Приведенная жесткость пневморессоры для двуплеченого типа с коническими направляющими при наличии дросселя между рабочим и дополнительным резервуарами (рис. П.5.1) определяется по формулам:

- вертикальная жесткость, МН/м:

$$K_B = K_1 \frac{(1+N) + (2D \frac{\omega}{\omega_n})^2}{(1+N)^2 + (2D \frac{\omega}{\omega_n})^2} - 2\pi\mu_1(\alpha, \beta) P_{изд} R_{эф} + K_{B0} \quad (П.5.1)$$

- горизонтальная жесткость, МН/м:

$$K_G = \mu_2(\alpha, \beta) \frac{\pi^2}{4} P_{изд} R_{эф} + K_{G0} \quad (П.5.2)$$

В формулах (П.5.1) и (П.5.2) обозначено:

$$K_1 = \frac{n F_{эф}^2 P_{адс}}{V_p} \text{ - жесткость пневморессоры при сопротивлении дросселя, равном бесконечности;}$$

$$F_{эф} = \pi R_{эф}^2 \text{ - эффективная площадь пневморессоры, м}^2;$$

$$R_{эф} = \sqrt{\frac{R_\alpha^2 \cos\beta + R_\beta^2 \cos\alpha}{\cos\alpha + \cos\beta}} \text{ - эффективный радиус пневморессоры, м;}$$

R_α, R_β - внутренний и внешний радиусы направляющих кожуха и поршня рабочего резервуара пневморессоры (рис.П.5.1), м;

α, β - углы наклона направляющих соответственно кожуха и поршня отсчитываемые от вертикали (рис. П.5.1), рад;

$$\mu_1(\alpha, \beta) = \frac{(\pi + \alpha + \beta) \sin\alpha \cdot \sin\beta + \sin(\alpha + \beta)}{2[1 + \cos(\alpha + \beta) + \frac{1}{2}(\pi + \alpha + \beta) \sin(\alpha + \beta)]}; \quad (П.5.3)$$

$$\mu_2(\alpha, \beta) = \frac{\pi}{8} \cdot \frac{(\pi + \alpha + \beta) \cos\alpha \cdot \cos\beta - \sin(\alpha + \beta)}{[1 + \cos(\alpha + \beta) + \frac{1}{2}(\pi + \alpha + \beta) \sin(\alpha + \beta)]}; \quad (П.5.4)$$

то, что R_{α} и R_{β} — соответственно вертикальная и горизонтальная жесткости упругих элементов, работающих совместно с пневморессором, включая собственную жесткость оболочки рабочего резервуара и жесткость тяговых поводков. Собственная жесткость оболочки принимается, согласно п. 9.6 и не учитывается при условии $f_g/f_{cr}^3 \leq 0,15$.

$$D = \sqrt{\frac{[2+N+2N_0(1+N)](1+N)}{BN(1+N_0)^2}} \quad (\text{П.5.5})$$

— оптимальное относительное демпфирование;

$$N_0 = K_2/K_1; \quad (\text{П.5.6})$$

K_2 — сумма второго и третьего слагаемых формулы (П.5.1);

$$\omega_n = \sqrt{\frac{K_1 g}{N P_{cm}}}, \quad g = 9,81 \text{ м/с}^2; \quad (\text{П.5.7})$$

ω — круговая частота колебаний. При оптимальном демпфировании принимается равной резонансной частоте ω_c :

$$\omega_c = \omega_n \sqrt{\frac{(1+N_0)N}{1 + \frac{0,5N}{1+N_0+N_0N}}}; \quad (\text{П.5.8})$$

Величины $R_{\alpha\beta}$, R изб, V_p , N , f_{cr} , f_g , f_{cr}^3 , n — определены в п.п. 9.6, 9.7, 9.24.

Схема пневморессора

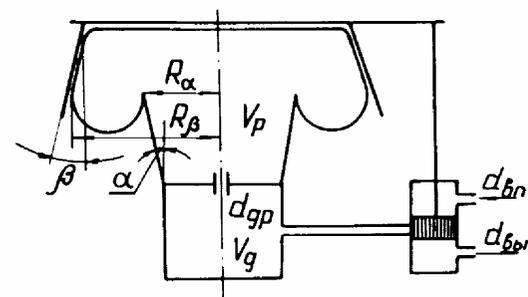


Рис. П.5.1

П.5.2. В случае использования в качестве демфера дросселя типа "жиклер" между рабочим и дополнительным резервуарами пневморессора диаметр дросселя d_{dp} определяется по формуле:

$$d_{dp}^2 = \frac{F_{эф}}{D} \sqrt{\frac{P_{абс} \cdot F_{эф} \cdot g}{P_{cm}} \cdot \frac{f_d}{2RT}} \quad (\text{П.5.9})$$

где D — вычисляется по формуле (П.5.5);

f_d — амплитуда динамического прогиба при конструкционной скорости движения, м. Определяется по формуле (9.6);

$R = 287,1 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ — универсальная газовая постоянная для воздуха;

T — средняя температура окружающего воздуха, $^{\circ}\text{К}$.

Высота жиклера l_{dp} принимается равной $3 \dots 5 d_{dp}$.

П.5.5. Для автоматического регулирования давления сжатого воздуха в пневморессоре в зависимости от силы, действующей на рессору, следует использовать высоторегулирующее устройство. Выбор параметров высоторегулирующего устройства в общем случае осуществляется методами расчета активных систем виброизоляции, исходя из условий обеспечения заданного запаса устойчивости против автоколебаний, рационального расхода воздуха, а также надежной эксплуатации клапанов в зимнее время.

С учетом выполнения этих условий диаметры впускного и выпускного клапанов рекомендуется принимать равными 2...4 мм, а окончательные размеры уточнять по результатам испытаний.

РАСЧЕТ НАПРЯЖЕНИЙ В ПРУЖИНАХ ПРИ ОПИРАНИИ ТОРЦОВ, ДОПУСКАЮЩИХ ПОПЕРЕЧНЫЕ И ПРОДОЛЬНЫЕ СМЕЩЕНИЯ

Реакции связей J_{ij} на торцах пружины, сжатой силой P (рис. П6.1.), при единичных смещениях этих связей определяются по формулам:

Расчетная схема

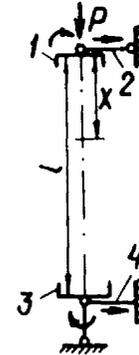


Рис П.6.1

Стрелками показаны возможные направления перемещений торцов.

$$\begin{aligned} J_{11} &= \left(Aa - \frac{Pl}{tg\alpha l} \right) \Delta^{-1}; \\ J_{12} &= -J_{21} = -Ptg\alpha \frac{al}{2} \Delta^{-1}; \\ J_{22} &= \frac{P^2}{4\alpha} \Delta^{-1}; \quad \Delta = 2tg\alpha \frac{al}{2} - \frac{Pl}{A\alpha}; \quad \text{П.6.1} \\ J_{13} &= -J_{31} = -Pl; \\ J_{14} &= -J_{41} = -Pl; \\ J_{23} &= -J_{32} = -Pl; \\ J_{24} &= -J_{42} = -Pl; \\ J_{33} &= Pl; \quad J_{34} = J_{43} = -Pl; \quad J_{44} = Pl. \end{aligned}$$

В этих формулах: $l = l_0 - d$;

l_0 — рабочая высота пружины под действием силы P ;

$$A = \frac{2EJl}{\pi(\mu+2)Dn}; \quad \alpha = \sqrt{\frac{B+D}{AB} \cdot P}; \quad B = \frac{8EJl}{\pi D^3 n}; \quad J = \frac{\pi d^4}{64}$$

E, μ — модуль упругости и коэффициент Пуассона материала пружины.

Остальные обозначения даны в разделе 3.

Формулы (П6.1) применимы при значении $\alpha l < 2\pi$. В случае $\alpha l = 2\pi$

характеризует критическую, в смысле поперечной потери устойчивости пружины, величину сжимающей силы P при жестком зацеплении обоих торцов пружины. По этим формулам определяются поперечные жесткости k пружин при простейших опираниях их торцов:

- при параллельном сдвиге торцов $k = \frac{2Y_2}{\Delta l}$; (см. п. 9.12)
- при шарнирном опирании одного торца $k = \frac{2Y_2}{\Delta l} - \frac{Y_1}{\Delta l}$.

Изгибающий момент в сечении с координатой x (рис. П6.1) определяется формулой:

$$M = -(\cos ax + tg \alpha l \cdot \sin ax) Y_1 - \alpha' \left(\frac{P}{B} + 1 \right) \frac{\sin ax}{\cos \alpha l} Y_2, \quad (\text{П.6.2})$$

где Y_1 и Y_2 - соответственно момент и сила, действующие в направлении положительных смещений связей I и II верхнего торца пружины. Выражается через известные смещения торцов пружины с помощью формул для M и F (П6.1).

Величина максимального изгибающего момента M_{\max} определяется расчетом $M(x)$ по формуле (П6.2) на сетке значений x и используется при вычислении напряжений кручения по формуле (9.11) в п. 9.12.

РАСЧЕТ ЗАНЕВОЛЕННЫХ ПРУЖИН

п.7.1. Определение геометрических характеристик пружины (проектный расчет):

$$\text{диаметр прутка пружины} \quad d = \sqrt[3]{\frac{8P_p(D_H - d)}{\pi \cdot \tau_{зан}}}; \quad (\text{П.7.1})$$

$$\text{средний диаметр пружины} \quad D = D_H - d; \quad (\text{П.7.2})$$

$$\text{число рабочих витков} \quad n_p = \frac{f_p B d}{\pi D^2 \tau_{зан}}; \quad (\text{П.7.3})$$

$$f_p = f_i + f_{ct} (K - 1);$$

$$\text{проектная заневоливаемость} \quad \gamma_{зан} = \frac{\pi D^2 n_p}{d} \gamma_{зан}; \quad (\text{П.7.4})$$

высота навитых пружины-заготовки

$$H_{наб} = (n_p + 1)d + f_{зан} + \Delta; \quad (\text{П.7.5})$$

$$\text{свободная высота пружины} \quad H_{св} = (n_p + 1)d + f_p + \Delta; \quad (\text{П.7.6})$$

в приведенных формулах обозначено:

$$P_p, f_i, f_{ct}, K - \text{по п. 9.10};$$

D_H - наружный диаметр пружины, задается конструктивно ресурсного подвешивания;

Δ - суммарный межвитковый зазор в случае заневоливания пружины на ее сопряжении с витками;

$\tau_{зан}$ - номинальные напряжения заневоливания, для пружин из стали 55С2 и 60С2 по ГОСТ 11353-73, определяются по графику на рис. П.7.1 в зависимости от α ;

$\gamma_{зан}$ - дозовая деформация на средней длине витков периферий прутка. Определяется по формуле:

$$\gamma_{зан} = \frac{\gamma_T}{\alpha};$$

γ_T - дозовая деформация, соответствующая пределу текучести

материала пружины. В общем случае определяется по диаграмме сдвига. Для сталей 55С2 и 60С2 принимается равной 0,0095.

Для достижения наибольшего эффекта от операции заневоливания коэффициент заневоливания α рекомендуется принимать равным 0,5-0,6; практически целесообразные пределы этого коэффициента - 0,45 ... 1,0.

11.7.2. Определение остаточных $\tau_{ост}$ и действительных τ_d напряжений на наиболее нагруженном внутреннем волокне витка (уточненный расчет)

Исходя из полученных проектных размеров пружины и схематизированной диаграммы сдвига материала (для сталей 55С2 и 60С2 на рис. 11.7.2), определяются остаточные $\tau_{ост}$ и действительные τ_d напряжения на внутреннем волокне витка пружины:

$$\tau_{ост} = \tau_T \left\{ 1 + \frac{G_T}{G} \left[\frac{r+\epsilon}{A(R-r)} - 1 \right] \right\} - \frac{P_{зан} R^2 r}{J_p} \cdot \frac{\left[1 + \frac{1}{4} \left(\frac{r}{R} \right) \right]}{(R-r)}, \quad (11.7.7)$$

$$\tau_d = \tau_T \left\{ 1 + \frac{G_T}{G} \left[\frac{r+\epsilon}{A(R-r)} - 1 \right] \right\} + \frac{(P - P_{зан}) R^2 r}{J_p (R-r)} \cdot \left[1 + \frac{1}{4} \left(\frac{r}{R} \right) \right]. \quad (11.7.8)$$

В формулах обозначено:

τ_T, G_T - соответственно предел текучести и модуль упругости материала. Принимается по схематизированной диаграмме сдвига (для сталей 55С2 и 60С2 рис. 11.7.2);

R и r - соответственно средний радиус витка и радиус прутка пружины;

$J_p = \frac{\pi \cdot r^4}{2}$ - полярный момент инерции;

P - вертикальная сила на пружину. Сила складывается из силы тяжести вагона брутто (п.2.4), динамической добавки к силе тяжести (п.2.5) и вертикальной составляющей боковых сил (п.2.6... 2.11);

$P_{зан}$ - сила заневоливания пружины. Вычисляется по формуле:

График для определения расчетного значения для сталей 55С2 и 60С2

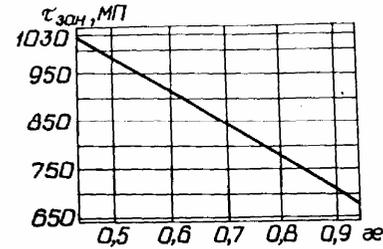


Рис.11.7.1.

Схематизированная диаграмма сдвига для сталей 55С2 и 60С2

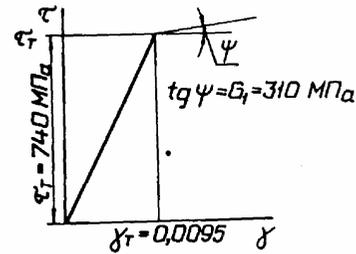


Рис.11.7.2.

Сечение витка пружины

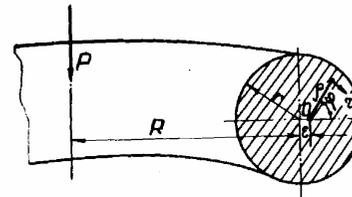


Рис.11.7.3.

$$B = \operatorname{tg} \varphi_0 \ln (1 - A \cos \varphi_0) + (\pi - \varphi_0) \frac{2 - A^2}{\sqrt{1 - A^2}} \left(\frac{\pi}{2} - \operatorname{arctg} \frac{\sqrt{1 - A^2} \operatorname{tg} \frac{\varphi_0}{2}}{1 - A} \right);$$

$$N = A \left(\frac{\pi - \varphi_0}{2} - \frac{1}{4} \sin 2\varphi_0 \right);$$

$$T = \frac{\sin \varphi_0}{3C_0} - \frac{1}{4C_0^2} \left(\frac{1}{4} \sin 2\varphi_0 + \frac{\varphi_0}{2} \right);$$

$$K = \frac{1}{C_0} \left(\frac{1}{4} \sin 2\varphi_0 + \frac{\varphi_0}{2} \right) - \frac{1}{C_0^2} \left(\sin \varphi_0 - \frac{1}{3} \sin^3 \varphi_0 \right); \quad C_0 = \frac{R + \varepsilon}{r};$$

ε – расстояние от центра поперечного сечения прутка пружины до следа основного волокна (рис. П.7.3). В зависимости от интенсивности заневольвания вычисляется по формулам:

– для малоинтенсивного заневольвания:

$$\varepsilon = \frac{2(G - G_1) \left[C_0^2 (B + S) + T + A \left(\frac{\pi - \varphi_0}{3C_0} - \frac{\sin \varphi_0}{2} \right) + \frac{\varphi_0}{4C_0^2} \right] + G_1 \frac{\pi}{4C_0^2}}{2(G - G_1) \left[K + N + \frac{\sin \varphi_0}{2} (1 - AC_0) \right] + G_1 \frac{\pi}{C_0}} \cdot r; \quad (\text{П.7.10})$$

где

$$S = \frac{A^4}{1 - A^2} \left\{ \frac{6A^2 - 1}{6(1 - A^2)^2} \left[\frac{\pi}{2} - \operatorname{arctg} \frac{\sqrt{1 - A^2} \operatorname{tg} \frac{\varphi_0}{2}}{1 - A} \right] - \frac{A \sin \varphi_0}{1 - A \cos \varphi_0} \left[\frac{1}{12(1 - A \cos \varphi_0)^2} + \frac{1 + 4A^2}{24(1 + A^2)(1 - A \cos \varphi_0)} + \frac{16A^2 - 1}{24(1 - A^2)^2} \right] \right\}; \quad \cos \varphi_0 \cong \frac{1 - AC}{A + \frac{\varepsilon}{r}};$$

– для интенсивного заневольвания:

$$\varepsilon = \frac{\frac{G - G_1}{6} \left[6 - 5(1 - 5A^2) \frac{d^3}{r^3} \right] + 3 \frac{G_1}{6} \cdot \frac{r}{d}}{12C_0 \left[\frac{G - G_1}{6} + \frac{G_1}{6} \cdot \frac{r}{d} \right]} \cdot r.$$

Степень интенсивности заневольвания определяется следующим критерием:

$$A \leq \frac{1}{C + 1} \quad \text{– интенсивное заневольвание;}$$

$$A > \frac{1}{C + 1} \quad \text{– малоинтенсивное заневольвание;}$$

$$A = \frac{\alpha_r}{6 \Delta \alpha_0} \quad \text{– параметр заневольвания,}$$

где $\Delta \alpha_0 = \frac{\rho}{\mathcal{K} \cdot 2\pi n_p (R + \varepsilon)}$ – изменение угла подвоя основного волокна.

Для определения величины α , C_0 , φ_0 необходимо предварительно задать величину $\varepsilon = (0, 1 \dots 0, 12) r$ и определить значение ε по приведенным формулам в первом приближении. Точное значение ε , входящее в формулы (П.7.7) и (П.7.8). Для определения $\sigma_{ост}$ и σ_d определяется повторный расчет с использованием приближенного значения ε , полученного в первом приближении. Для оценки прочности заневольвания пружин полученные напряжения σ_d складываются с напряжениями от горизонтальных сил, которые определяются согласно п.п. 9.12, 9.13. Полученные суммарные напряжения не должны превышать допусковых для материала пружин.

ОСНОВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ МАТЕРИАЛОВ, ПРИМЕНЯЕМЫХ
В ВАГОНОСТРОЕНИИ

Таблица П.8.1.

Основные механические характеристики металлов

Обозначения в таблице:

σ_T - предел текучести; δ_5 - относительное удлинение; ψ - относительное сужение;
 σ_B - временное сопротивление; α - ударная вязкость;
 σ_y - предел выносливости гладкого круглого образца при изгибе.

Наименование	Марка	Толщина, мм	σ_T , МПа	σ_B , МПа	δ_5 , %	ψ , %	α , Дж/см ² при температуре $t_{\text{с}}$			σ_y , МПа
							+20	-40	-60	
							не менее			
Сталь низколегированная сортовая и фасонная ГОСТ 19281-73	09Г2Д (09Г2)	4	310	450	21	-	-	-	-	-
		5-9	310	450	21	-	-	35	-	200
		10-20	310	450	21	-	-	30	-	200
То же толстолистовая и широкополосная ГОСТ 19282-73	09Г2СД (09Г2С)	4	350	500	21	-	-	-	-	-
		5-9	350	500	21	-	65	40	35	230
		10-20	330	480	21	-	60	35	30	220
		21-32	310	470	21	-	60	35	30	-

$\sigma_T = 343 \text{ МПа}$ (ВНИИ) $\sigma_{0,2} = 339 \text{ МПа}$

Продолжение табл. П.8.1

Наименование	Марка	Толщина, мм	σ_T	σ_B	δ_5	ψ	α_{+20}	α_{-40}	α_{-60}	σ_y
Сталь	19Г2В (19Г2Б)	33-60	290	460	21	-	60	35	30	-
		61-80	280	450	21	-	50	35	30	-
	15ХЗЛД	4	380	520	21	1	-	-	-	210
		5-9	380	520	21	1	-	40	-	210
		10	380	520	21	1	-	30	-	210
	10ХНДП	4	350	500	21	-	-	-	-	-
		5-9	350	500	21	-	-	40	30	230
		10-20	350	500	21	-	-	30	30	230
	10ХНДП	4	350	490	21	-	-	-	-	-
		5-9	350	480	21	-	-	40	-	200
		10-20	360	500	21	-	-	-	-	-
	10ХНДП (10Х20Г)	5-9	350	500	21	-	65	40	30	-
10-20		340	490	21	-	80	30	25	-	
21-32		330	480	21	1	60	30	25	230	
		33-60	350	460	21	60	30	25	-	

Наименование	Марка	Толщина, мм	σ_T	σ_B	δ_s^0	ψ	$\alpha +20$	$\alpha -40$	$\alpha -60$	σ_{-1}
Сталь углеродистая обыкновенного ка- чества (сортовая, фасонная, листовая) ГОСТ 380-71	Ст 1сп	до 20	-	230	34	-	-	-	-	160
	Ст 2сп	до 20	230	340	32	-	-	-	-	160
		до 20	250	380	26	-	-	-	-	170
	Ст 3сп	20-40	240	380	25	-	-	-	-	-
		40-100	230	380	23	-	-	-	-	-
	Ст 4сп	до 20	270	420	24	-	-	-	-	190
	Ст 5сп	до 20	290	500	20	-	-	-	-	210
20-40		280	600	19	-	-	-	-	-	
	40-100	270	500	17	-	-	-	-	-	
Сталь углеродистая качественная конст- рукционная сорто- вая ГОСТ 1050-74	08	до 80	200	330	33	60	-	-	-	-
	10	"	210	340	31	55	-	-	-	160
	15	"	230	380	27	55	-	-	-	170
	20	"	250	420	25	55	-	-	-	170
	25	"	280	460	23	50	90	-	-	190
	30	"	300	500	21	50	80	-	-	200
	35	"	320	540	20	45	70	-	-	220
	40	"	340	580	19	45	60	-	-	250
	45	"	360	610	16	40	50	-	-	260
	50	"	380	640	14	40	40	-	-	270

119

Наименование	Марка	Толщина, мм	σ_T	σ_B	δ_s^0	ψ	$\alpha +20$	$\alpha -40$	$\alpha -60$	σ_{-1}
Сталь углеродистая конструкционная для мостостроения ГОСТ 6713-75(сортовая, фасонная, листовая)		до 20	240	380	26	-	35	35	-	170
	16Д	21-40	230	380	26	-	35	35	-	-
		41-60	220	380	26	-	35	35	-	-
Сталь легированная конструкционная ГОСТ 4543-71	15Х	до 80	500	700	12	45	70	-	-	-
	40Х	"	800	1000	10	45	60	-	-	350
	12ХНЗА	"	700	950	11	55	90	-	-	390
	20ХНЗА	"	750	950	12	55	110	-	-	430
	30ХНЗА	"	800	1000	10	50	80	-	-	-
	30ХГСА	"	850	1100	10	45	50	-	-	510
18ХГТ	"	900	1000	9	50	80	-	-	-	
Сталь толстолистовая коррозионностойкая ГОСТ 7350-77	12Х18Н10Т	8-12	240	540	38	-	-	-	-	-
	08Х22Н6Т	8-12	350	600	18	-	60	-	-	-
	10Х14Г14НЧТ	8-12	250	600	40	-	-	-	-	-
Сталь листовая кор- розионностойкая ТУ-14-1-2643-79	10Х13Г18Д (ДИ-61)	0,8...6,0	320	630	45	-	-	-	-	-
Сталь высоколегирован- ная, сплавы коррозион- ностойкие ГОСТ 5632-72	10Х14Г14НЗ	-	~ 250	~ 600	40	-	-	-	-	-

120

Продолжение табл. П.8.1.

Наименование	Марка	Толщина, мм	σ_T	σ_b	σ_s	ψ	$\alpha+20$	$\alpha-40$	$\alpha-60$	σ_{-1}
Стали рессорно-пружинные углеродистые и легированные ГОСТ 14959-79	55С2	-	1200	1300	6	30	-	-	-	550
	55С2А	-	1200	1300	6	30	-	-	-	550
	60С2	-	1200	1300	6	25	-	-	-	550
	60С2А	-	1400	1600	6	20	-	-	-	600
	50ХФА	-	1100	1300	8	35	-	-	-	690
	60С2ХФА	-	1500	1700	6	25	-	-	-	750
	60С2ХА	-	1350	1500	6	25	-	-	-	-
Заготовки осевые ГОСТ 4728-79	0сВ	-	-	580	21	-	40	-	-	250
		-	-	600	20	-	35	-	-	260
		-	-	630	19	-	30	-	-	270
	0сЛ	-	-	590	20	-	35	-	-	-
		-	-	630	19	-	30	-	-	-
		-	-	660	18	-	30	-	-	-
Отливки из конструкционной нелегированной стали ГОСТ 977-75	15Л	до 100	200	400	24	35	50	-	-	155
	20Л	"	220	420	22	35	50	-	-	160
	25Л	"	240	450	19	30	40	-	-	170
	30Л	"	260	480	17	30	35	-	-	190
	35Л	"	280	500	15	25	35	-	-	200
	40Л	"	300	530	14	25	30	-	-	-

$$\frac{\sigma_p + \sigma_{-1 \text{ макс}}}{2} = 128$$

 σ_0
278

121

Продолжение табл. П.8.1.

Наименование	Марка	Толщина, мм	σ_T	σ_b	σ_s	ψ	$\alpha+20$	$\alpha-40$	$\alpha-60$	σ_{-1}
Детали литые I-й группы автосцепного устройства ГОСТ 22703-77	20ГЛ-Б 20ГФЛ	-	400	550	18	25	60	-	30	210
Детали литые поглощающих пружинно-фрикционных аппаратов ГОСТ 22253-76	30ГСЛ-Б 32Х06Л-У	-	500	670	10	20	50	-	30	-
Отливки из серого чугуна ГОСТ 1412-79	С410	-	98	274	} σ_b узг.	-	-	-	-	-
	С415	-	147	314		-	-	-	-	-
	С418	-	176	358		-	-	-	-	-
	С420	-	196	392		-	-	-	-	-
	С425	-	245	451		-	-	-	-	-
Металл сварного шва или наплавленного металла. Электроды покрытые для ручной сварки ГОСТ 9467-75	Э42	-	-	420	18	-	80	-	-	-
	Э42А	-	-	420	22	-	150	-	-	-
	Э50	-	-	500	16	-	70	-	-	-
	Э50А	-	-	500	20	-	130	-	-	-

122

Продолжение табл.П.8.1.

Наименование	Марка	Толщина, мм	σ_T	σ_B	δ_5	ψ	$\alpha+20$	$\alpha-40$	$\alpha-60$	σ_{-1}
Плиты из алюминия и алюминиевых сплавов ГОСТ 17232-79	АД0	11-25	-	80	18	-	-	-	-	-
		25-80	-	65	15	-	-	-	-	-
	АМг2	11-25	-	180	7	-	-	-	-	-
		25-80	-	170	6	-	-	-	-	-
	АМг3	11-25	70	190	12	-	-	-	-	90
		25-80	70	170	11	-	-	-	-	85
	АМг5	11-25	120	270	13	-	-	-	-	115
25-80		110	250	12	-	-	-	-	110	
АМг6	11-25	150	310	11	-	-	-	-	125	
	25-50	140	300	6	-	-	-	-	125	
	50-80	130	280	4	-	-	-	-	120	
1915Т	11-20	200	320	10	-	-	-	-	~130	
Листы из алюминия и алюминиевых сплавов Без термообработки Отожженные х)	АМг2	5-10,5	-	180	7	-	-	-	-	-
	АМг3	5-6	80	190	12	-	-	-	-	90
		6-10,5	80	190	15	-	-	-	-	90
АМг5М ^х)	0,6-4,5	150	280	15	-	-	-	-	~120	
	4,5-10,5	130	280	15	-	-	-	-	~120	

123

Продолжение табл.П.8.1.

Наименование	Марка	Толщина, мм	σ_T	σ_B	δ_5	ψ	$\alpha+20$	$\alpha-40$	$\alpha-60$	σ_{-1}
ГОСТ 21631-76	АМг5	5-6	130	280	12	-	-	-	-	120
		6-10,5	130	280	15	-	-	-	-	120
	АМг6М ^х)	0,6-10,5	160	320	15	-	-	-	-	130
	АМг6	5-10,5	160	320	15	-	-	-	-	130
То же по АМТУ 14-67	1915Т	5-14	200	320	10	-	-	-	-	130
Профили прессованные из алюминиевых сплавов ГОСТ 8617-81	АМг2	все раз-	60	150	13	-	-	-	-	-
	АМг3	меры	80	180	12	-	-	-	-	90
	АМг5;	"	130	260	15	-	-	-	-	115
	АМг5М	"								
	АМг6;	"	160	320	15	-	-	-	-	130
	АМг6М АМг6,на- гартован.	"	~250	~360	15	-	-	-	-	-
То же по ТУ9-346-77	1915	до 12 вкл.	200	320	10	-	-	-	-	~130
	1915Т	"	220	350	10	-	-	-	-	~135
	1935Т	"	160	250	10	-	-	-	-	-

124

Примечания к таблице П.8.1:

1. В таблице приведены приближенные величины механических характеристик, полученные путем умножения на 10 соответствующих значений в кгс/мм² или кгс/см². При необходимости уточнения приведенных величин следует умножить их на 0,9807.

2. Характеристики металлов, не указанных в таблице, устанавливаются по соответствующим стандартам или ТУ.

3. Механические характеристики приведены после окончательной термообработки.

4. К листам толщиной 4 мм и более должны предъявляться требования по ударной вязкости в соответствии с примечанием 4 к табл.3 ГОСТ 1577-81.

5. Ударная вязкость стали по ГОСТ 380-71 должна соответствовать нормам, указанным в п.2.4.3 этого ГОСТ.

6. Требования по ударной вязкости к низколегированной стали при температуре -40°C предъявляются в состоянии после прокатки.

7. Требования по ударной вязкости указаны при температуре -70°C и предъявляются к нормализованной или термически улучшенной стали.

8. Значения предела выносливости для деформации изгиба гладкого образца σ_{-1} , приведены по литературным источникам, справочным данным и результатам испытаний. Для деформации растяжение-сжатие допускается принимать $\sigma_{-p} \approx 0,7\sigma_{-1}$ (сталь), $\sigma_{-p} \approx 0,85\sigma_{-1}$ (алюминиевый сплав).

При отсутствии справочных данных о значении σ_{-1} , ориентировочно можно принимать: для проката конструкционных сталей $\sigma_{-1} \approx 0,45\sigma_B$, для стального литья $\sigma_{-1} \approx 0,4\sigma_B$, для алюминиевых сплавов $\sigma_{-1} \approx 3,45\sigma_B$, 0,63 МПа.

9. Значения σ_{-1} приведены для сталей, подвергнутых нормализации.

10. Легированные и низколегированные стали (а также стали Ст3Гпс, 18ГДпс и алюминиевые сплавы) обладают повышенной чувствительностью к концентрации напряжений, особенно в сварных соединениях. Поэтому значения коэффициентов концентрации напряжений должны быть определены экспериментально. В случае использования справочных данных для малоуглеродистых сталей значения этих коэффициентов для низколегированных сталей должны быть увеличены на 15...20%, а для алюминиевых сплавов на 40%.

ОСНОВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ РЕЗИНЫ

Группа твердости	Марка резины	Твердость по ГОСТ 293-75	Пластичность по отскоку по ГОСТ 106-74	σ , МПа	B , МПа	μ	ρ , г/см ³
Низкой твердости	7-7617	12,5	53	1,7	0,48	0,490	1,10
	7-ИР-1348	15,0	60	1,9	0,51	0,490	1,11
	7-6621	12,5	52	1,8	0,50	0,491	1,07
	7-6726	37,5	68	1,5	0,42	0,490	1,00
Средней твердости	7-2955	32,5	50	2,3	0,67	0,497	1,17
	7-ИР-1347	32,0	58	2,3	0,65	0,490	1,01
	7-6620	33,0	46	2,4	0,70	0,497	1,13
	7-31-1371	37,0	50	2,5	0,72	0,478	1,09
	7-4611	37,5	48	2,6	0,73	0,470	1,00
Выше средней твердости	7-7612	60,0	50	2,8	0,89	0,470	1,13
	4-1537	62,0	50	3,5	0,62	0,493	1,07
Высокой твердости	7-ИР-1351	62,5	57	3,5	0,80	0,490	1,07
	7-2462	67,5	40	5,7	1,50	0,493	1,40
	7-ИР-1346 7-6700	72,5 75,0	55 41	5,9 6,2	1,60 1,80	0,479 0,476	1,15 1,22

Обозначение:

E - модуль упругости

B - модуль сдвига

μ - коэффициент Пуассона

ρ - плотность по ГОСТ 297-73

ОСНОВНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ФИЗИКО-МЕХАНИЧЕСКИХ СВОЙСТВ ДРЕВЕСНЫХ ПОРОД СССР ПРИ 15% ВЛАЖНОСТИ

Название породы	Плотность, кг/м ³	Предел прочности, МПа		Скалывание		Удельная работа		Твердость, МПа		Удлинение при стат. изгибе, %	
		сплош. волокон	изгиб	растяжение	железные волокон	растяжение	при ударе молотом	тангенциальная	радиальная		
Акация белая	810	66,5	139,2	169,0	12,6	14,0	9,2	88,1	61,9	71,0	16,200
Береза бородавчатая и пушковая	640	46,7	96,7	161,0	8,5	10,2	4,5	42,3	55,6	50,0	14000
Бук	680	47,4	95,3	117,6	10,6	13,2	3,9	55,6	39,4	40,3	13300
Грех	810	53,1	121,1	134,7	14,1	17,7	4,8	82,5	70,1	71,7	13300
Дуб восточный	710	46,3	75,7	-	11,1	11,3	-	64,3	51,0	56,1	-
Ель	450	39,0	70,3	100,3	6,3	6,2	1,5	23,7	16,5	16,6	9300
Липен	700	52,0	105,8	-	11,5	12,9	3,7	69,0	50,6	53,7	11600
Листовница	670	54,8	98,7	122,7	9,1	8,6	2,5	35,7	26,5	26,7	11000
Лиственница белая (карпатская)	430	36,1	66,7	-	6,0	6,3	1,7	26,0	16,1	16,4	15500
Лиственница сибирская	560	34,4	60,5	65,6	5,8	5,5	1,4	25,7	15,5	-	6700
Лиственница кавказская	440	39,1	72,2	111,8	7,7	8,2	2,0	34,0	-	-	10700
Осина обыкновенная	510	41,4	75,8	100,9	6,5	6,7	2,0	26,2	21,7	22,5	11300
Осень маньчжурская	560	45,0	97,9	144,4	12,2	11,4	3,0	61,2	-	-	13300
Осень обильноветвистая	690	49,5	106,5	139,0	12,6	12,2	4,1	73,2	53,4	56,1	11600

Таблица П.8.4. МЕХАНИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ДРЕВЕСНЫХ ПЛИТ И ФАНЕРЫ

Наименование ГОСТ, тип, марка	Толщина, мм	вид деформаций	предел прочности, МПа не менее
Плиты столярные ГОСТ 13715-76	19	Изгиб попеременно	20
Плиты древесноволокнистые ГОСТ 4598-74 марки:			
ПТ-100 (полутвердые)	6, 8, 12	Изгиб	10
Т-350 (твердые)	3, 2, 4	" "	35
Т-400 " "	5, 6	" "	40
СТ-500 (сверхтвердые)	" "	" "	50
Плиты древесностружечные ГОСТ 10682-77, марки П-3	16+ 24	Изгиб	24, 5
Плиты фанерные ГОСТ 8673-82 марки: ПФ-4			
ПФ-В	25; 45	Изгиб	73, 5
	12	" "	127, 5
Фанера клеевая ГОСТ 3916-69 марки ФСФ березовая			
	1, 5+ 16, 0	Скалывание по клеевому слою	1, 2
Пластики древесные слоистые (ДСП) ГОСТ 13913-78 марки: ДСП-А (цельные)			
	15	сжатие	178
ДСП-Б " "	15	вдоль	157
ДСП-В " "	15	волокон	132
марки: ДСП-Г (составные)			
ДСП-В " "	35+60		152
ДСП-Г " "	" "		118
ДСП-Г " "	" "		122

Таблица П.8.5
Механические свойства некоторых
полимерных материалов

Наименование материала	ГОСТ или технические условия	Предел прочности, МПа		
		при сжатии	при растяжении	при изгибе
Полиэтилен высокого давления	ГОСТ-16337-77	14,5	13	15,5
Полиэтилен низкого давления	ГОСТ-16338-77	38	25	29
Винилласт листовой	ГОСТ 9639-71	100	95	55
Аминопласт	ГОСТ 9359-80	155	40	70
Литьевой полиметилметакрилат (ЛПМ)	ТУ6-05-952-74	70	140	140
Полиэфирный стеклопластик на смоле Ш1 и стеклокани Т-П1 (соотношение I:I):	ОСТ6-05-431-78 ГОСТ 19170-73			
- по основе		100	230	230
- по утку		40	130	160
- под углом 45°		40	70	110

Таблица П.8.6.

Отливки из серого чугуна по ГОСТ 1412-79

Марка чугуна	Временное сопротивление σ_B при толщине стенок отливок, мм									
	10	20	30	40	50	60	80	100		
СЧ 15-32	220	190	150	140	120	110	90	70		
	520	460	320	320	280	260	220	200		
СЧ 18-36	260	230	180	160	140	130	110	90		
	550	490	360	350	350	280	240	220		
СЧ 21-40	280	250	210	190	170	160	130	110		
	590	320	400	390	350	330	280	240		
СЧ 24-44	320	280	240	220	200	190	170	150		
	610	550	440	440	400	370	320	300		

Примечание: в числителе - σ_B при растяжении, МПа;
в знаменателе - σ_B при изгибе, МПа.

П Е Р Е Ч Е Н Ь

документов на которые имеются ссылки в "Нормах..."

Обозначение документа	Номер пункта "Норм..."
1	2
СТ СЭВ 108-74	Приложение 8
ГОСТ 15.001-73	п. 1.6
ГОСТ 267-73	приложение 8
ГОСТ 380-71	приложение 8
ГОСТ 520-71	п. 7.12
ГОСТ 977-75	п. 11.3, приложение 8
ГОСТ 1050-74	п. 11.3, приложение 8
ГОСТ 1412-79	приложение 8
ГОСТ 1577-81	приложение 8
ГОСТ 3191-82	п. 11.8
ГОСТ 4543-71	приложение 8
ГОСТ 4598-74	приложение 8
ГОСТ 4728-79	приложение 8
ГОСТ 5632-72	приложение 8
ГОСТ 6713-75	приложение 8
ГОСТ 7350-77	приложение 8
ГОСТ 8617-81	приложение 8
ГОСТ 8673-82	приложение 8
ГОСТ 9359-80	приложение 8
ГОСТ 9467-75	приложение 8
ГОСТ 9639-71	приложение 8
ГОСТ 10632-77	приложение 8
ГОСТ 13715-78	приложение 8
ГОСТ 13913-78	приложение 8
ГОСТ 14959-79	приложение 7, приложение 8
ГОСТ 16337-77	приложение 8
ГОСТ 16504-81	п. 1.6
ГОСТ 17232-79	приложение 8
ГОСТ 18855-82	п. 7.12, п. 7.13
ГОСТ 19170-73	приложение 8

1	2
ГОСТ 19281-73	приложение 8
ГОСТ 19282-73	приложение 8
ГОСТ 21631-76	приложение 8
ГОСТ 22253-76	приложение 8
ГОСТ 22703-77	приложение 8
ГОСТ 22780-77	п.7.10
ОСТ 6-05-431-78	приложение 8
ОСТ 24.001.08.76	п.1.6
ТУ 6-05-952-74	приложение 8
ТУ 9-346-77	приложение 8
ТУ 14-1-2643-79	приложение 8
ТУ 14-1-3023-80	п.11.2
ТУ 37.006.048-73	п.7.19
ТУ 37.006.048-85 (после утверждения)	п.7.19
ТУ 3402-Ж-73	п.7.12, 7.19
АМТУ 14-67	приложение 8
ОСТ 24.050.37-84	п.1.6
Технические требования на проектирование и изготовление сварных конструкций локомотивных тележек 1970 г.	п.6.7, п.8.9
Основные технические требования к перспективной прокатной стали для несущих конструкций подвижного состава (МПС, Минтяжмаш, 1977)	п.11.4

Н О Р М Ы

ДЛЯ РАСЧЕТОВ НА ПРОЧНОСТЬ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ МЕХА-
НИЧЕСКОЙ ЧАСТИ ВАГОНОВ ЭЛЕКТРОПОЕЗДОВ ПРИГОРОДНОГО
СООБЩЕНИЯ ЖЕЛЕЗНЫХ ДОРОГ МПС КОЛЕИ 1520 мм

Ответственный за выпуск

А.И. Иванов

Редактор

Г.К. Антонов

Подписано в печать 15.01.86 г Л 69056

Ксерокс. Объем 7 уч.-изд. л.

Тираж 50 экз.

Заказ 14

Бесплатно

ВНИИвагоностроения
103848, Москва, Пушкинская, 11

ВНИИЖТ
129851, Москва, И-164, 3-я Мытищинская, 11

Множительная база ВНИИВ
Москва, ул. Рылеева, 35