

тамбуров стоящими пассажирами, исходя из расчета 7 человек на 1м². Площадь между диванами, занятая ногами пассажиров (на длине 200 мм у края дивана), не учитывается.

Средняя масса пассажира с багажом принимается равной 70кг. При расчетах отдельных элементов конструкции и узлов их крепления учитывается фактическая сила тяжести пассажиров, нагружающая этот элемент.

3.4.3.4. Сила тяжести экипажа МВПС, сила тяжести пассажиров и сила тяжести оборудования, сложенные вместе, составляют силу тяжести вагона (брутто).

3.4.3.5. Динамическая вертикальная сила от колебаний кузова на рессорном подвешивании определяется умножением силы тяжести кузова, включая 1/3 силы тяжести пружин второй ступени рессорного подвешивания, на коэффициент вертикальной динамики этой ступени.

Динамическая вертикальная сила от колебаний тележки определяется умножением силы тяжести ее обрессоренной массы, включая 1/3 силы тяжести пружин обеих ступеней подвешивания, на коэффициент вертикальной динамики.

Расчетные коэффициенты вертикальной динамики определяются при наибольшей расчетной населенности вагона по формуле:

$$K_D = \left(\frac{0.006}{f_{ст}} \pm 0.007 \right) \cdot \sqrt{V}$$

где знак "-" для элементов кузова; знак "+" для обрессоренных элементов тележки и надрессорных балок; $f_{ст}$ - общий статический прогиб подвешивания; V - скорость движения.

Значения расчетных коэффициентов вертикальной динамики для необрессоренных элементов экипажа приведены в соответствующих разделах.

3.4.3.6. Вертикальная составляющая (добавка) на тележку и кузов от продольной силы инерции кузова определяется по формуле:

$$\Delta P = P_{ик} \cdot \frac{h_K}{2L},$$

где $P_{ик}$ - сила инерции кузова брутто (см. п.3.4.5.3); h_K - расстояние от центра тяжести кузова до плоскости опор на тележку; $2L$ - база кузова.

3.4.4. Боковые силы определяются центробежной силой, силой давления ветра и динамическим взаимодействием вагона и пути в горизонтальной плоскости.

3.4.4.1. Центробежная сила определяется отдельно для кузова и тележек, исходя из непогашенного ускорения 0,7м/с². Равнодейст-

вующая центробежной силы прикладывается в центре тяжести кузова (тележки).

3.4.4.2. Сила давления ветра определяется из расчета удельного давления ветра на боковую проекцию кузова (тележки), равного 500Н/м². Равнодействующая боковой силы прикладывается к центру площади боковой проекции кузова (тележки).

3.4.4.3. Горизонтальные поперечные (рамные) силы, действующие на вагон при вписывании в кривые, определяются из условия равновесия при движении его в круговой кривой с непогашенным ускорением 0,7м/с². Коэффициент трения между колесом и рельсом принимается равным 0,25.

Максимальные рамные силы не должны превышать 25% и 20% от силы тяжести (соответственно для моторного и немоторного вагонов), приходящейся от колесной пары на рельсы.

3.4.5. Продольные силы определяются силами взаимодействия между вагонами, возникающими при их движении в поезде и пере-сылке в грузовом поезде, а также силами тяги, торможения и возникающими при этом продольными силами инерции.

3.4.5.1. Продольные силы, действующие на кузов, принимаются в соответствии с табл. 3.15.

Таблица 3.15

Расчетные продольные силы, кН

Тип МВПС	Расчетные продольные силы, кН	
	I режим (сжатие)	II режим (растяжение-сжатие)
Электропоезд	2000 (2500)	400
Дизель-поезд	1500 (2000)	400
Автоматриса	1500 (2000)	350
	1000 (1500)*	300*)

*) для 2-осной автоматрисы

Примечание. В скобках приведены значения для консольной части головных вагонов.

Силы взаимодействия между вагонами прикладываются:

- для I режима - по осям автосцепок;

- для II режима - к хвостовой автосцепке вагона и уравновешиваются силами инерции его масс.

Продольные силы могут корректироваться Заказчиком в ТТ на МВПС.

3.4.5.2. Силы тяги и торможения прикладываются к узлам связи колесных пар с рамой тележки. Эти силы определяются исходя из максимальной величины коэффициента сцепления 0,3.

3.4.5.3. Силы инерции, действующие на отдельные узлы и элементы экипажа, прикладываются в центрах тяжести их масс и определяются для II режима по формуле:

$$P_{ni} = F_A \cdot \frac{m_i}{M},$$

где F_A - продольное усилие, определяемое силами тяги или торможения, при II расчетном режиме для кузова F_A принимается в соответствии с табл. 3.15; m_i - масса узла или элемента экипажа; M - масса вагона.

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

3.4.5.4. 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 немоторных тележек.

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.

3.4.6. 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, приближенно принимаются равными:

$$P_K = \Delta \cdot C_\delta,$$

где C_δ - жесткость подвешивания в вертикальной плоскости одного буксового узла; Δ - разность прогибов буксовых рессор одной колесной пары.

Для двухосных тележек рекомендуется принимать 0,005 м.

3.4.7. Основные вертикальные, боковые и продольные силы при оценке прочности экипажной части МВПС по допускаемым напряжениям учитываются в соответствии с расчетными режимами в сочетаниях, указанных в табл. 3.16.

Таблица 3.16

Величины основных сил для расчета на прочность

Расчетные силы	Расчетные режимы			
	кузов		тележка	
	I	II	II _A	II _б
Вертикальные силы				
Силы тяжести брутто	п.3.4.3.1- п.3.4.3.3	п.3.4.3.1- п.3.4.3.3	п.3.4.3.1 п.3.4.3.3	п.3.4.3.1 п.3.4.3.3
Динамические силы при конструкционной скорости	-	п.3.4.3.5	п.3.4.3.5	-
Вертикальная составляющая продольной силы инерции кузова	-	п.3.4.3.6	п.3.4.3.6	п.3.4.3.6
Боковые силы				
Центробежная сила	-	п.3.4.4.1	п.3.4.4.1	-
Сила давления ветра	-	п.3.4.4.2	п.3.4.4.2	п.3.4.4.2
Горизонтальные рамные силы	-	-	п.3.4.4.3	-
Продольные силы				
Силы взаимодействия между единицами подвижного состава	п.3.4.5.1	п.3.4.5.1	-	-
Силы тяги (торможения)	-	-	п.3.4.5.2	п.3.4.5.2
Продольные силы инерции	п.3.4.5.4	п.3.4.5.3	п.3.4.5.3	п.3.4.5.3
Кососимметричные силы	-	-	п.3.4.6	п.3.4.6

3.4.8. При расчетах на прочность съемного оборудования должны учитываться следующие силы:

3.4.8.1. Оборудование, жестко закрепленное на несущей конструкции кузова с внешней или внутренней стороны и элементы его крепления рассчитываются на эксплуатационные силы, действующие в вертикальном, поперечном и продольном направлениях с учетом возникающих при этом сил инерции.

Расчетные силы для соответствующего режима даны в табл. 3.17.

Таблица 3.17

Силы для расчета крепления оборудования

Расчетные силы	Расчетный режим	
	I	II
Вертикальные - P_z	$P_{CT} \cdot \left(1 + \frac{N \cdot h}{Q_{бр} \cdot L} \cdot \frac{X}{L} \right)$	$P_{CT} \cdot (1 + K_d)$
Боковые - P_y	0	$P_{CT} \cdot \frac{a_y}{g}$
Продольные - P	$P_{CT} \cdot \frac{a_{xI}}{g}$	$P_{CT} \cdot \frac{a_{xII}}{g}$

Обозначения к табл. 3.17:

P_z, P_y, P - расчетные силы, приложенные в центре масс закрепленных элементов оборудования; P_{CT} - сила тяжести (вес) закрепленного оборудования (для диванов и полок - с учетом веса пассажиров и багажа), включая вес элементов крепления; $Q_{бр}$ - сила тяжести (вес) кузова; N - расчетная продольная сила, действующая на вагон в соответствии с рассматриваемыми режимами (табл. 3.15); K_d - коэффициент вертикальной динамики (п.3.4.3.5). Для оборудования, размещенного в пределах четверти ширины вагона примыкающей к боковой стене, K_d увеличиваются на 0,125; a_x - продольное ускорение соответствующее расчетному режиму $a_{xI} = 3g$ (1.5g).

$a_{xII} = 0.6g$ (0.3g). В скобках даны величины для оборудования, устанавливаемого на уровне крыши вагона. В промежутке между рамой и крышей кузова ускорение определяется по линейной интерполяции.

$a_y = 0.4g$ - 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.

3.4.8.2. 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 рам моторных тележек и, соответственно, $3g$ и $4g$ немоторных.

Ускорение всех частей рам тележек в поперечном направлении принимается равным $1,5g$, а в продольном направлении ускорение

для моторных и поддерживающих тележек, соответственно, равно $3g$ и $6g$.

3.4.8.3. Элементы оборудования (противобоксовочные датчики, скоростемер, заземлитель и др.), жестко закрепленные на неподдресоренных частях тележки, рассчитываются с учетом сил инерции, исходя из ускорения массы деталей в вертикальном направлении $5g$.

3.4.8.4. 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.

3.4.9. Силы от работы механизмов, установленных на вагоне, должны учитываться при расчете элементов экипажной части МВПС, в которых при работе механизмов возникают напряжения. Полученные при этом напряжения суммируются с напряжениями от основных расчетных сил в соответствии со II расчетным режимом.

3.4.10. Подвагонное оборудование, от надежности крепления которого зависит безопасность движения, должно иметь предохранительные (страховочные) устройства.

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

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

3.4.11. Путьочиститель рассчитывается на продольную нагрузку 120 кН. Схема приложения нагрузки составляется с учетом принятой конструкции путьочистителя. Максимальные напряжения не должны превышать предела текучести материала, включая узлы крепления путьочистителя.

3.4.12. Диваны, багажные полки и узлы их крепления рассчитываются на силы, приведенные в табл. 3.17.

При расчете диванов на продольную нагрузку по I режиму (исходя из продольного ускорения $3g$) принимается их полное заполнение пассажирами.

Расчет багажных полок на вертикальную силу производится исходя из равномерно распределенной (погонной) статической нагрузки от веса багажа, равной 1 кН/м.

3.5. Динамические показатели, развеска экипажа и методика их определения.

3.5.1. Приведенные в р. 2 динамические показатели и требования к развеске должны использоваться при оценке динамических

качеств экипажа на стадии его создания, отработки и приемки. Основные подходы к их определению изложены ниже.

3.5.2. Показатели плавности хода должны определяться для различных типов вагонов в следующих точках:

- в зоне пятника и середине салона моторного вагона;
- в кабине машиниста и середине головного вагона.

Показатели плавности хода находятся по методике приведенной в ОСТ 24.050.16-86 "Вагоны пассажирские. Методика определения плавности хода".

3.5.3. Устойчивость экипажа против схода колеса с рельсов рекомендуется оценивать по первой и последней по ходу колесным парам.

В качестве критерия используется коэффициент запаса устойчивости против схода колеса с рельсов, представляющий отношение предельного теоретического значения направляющего усилия к вертикальной нагрузке на набегающем колесе к его опытному значению [3]. Выражение для определения коэффициента запаса устойчивости имеет вид:

$$\lambda = \frac{\left(\frac{Y_H}{N_H}\right)_T}{\left(\frac{Y_H}{N_H}\right)_{оп}} = \frac{Q[2(b-a_2) - K_{д1}(l_1 + a_1) + a_2 K_{д2}] + Y_p \cdot l_1 + \mu'(Q[2(b-a_1) - K_{д2}(l_1 + a_2) + a_1 \cdot K_{д1}] - Y_p \cdot r + Y_p \cdot r + q(b-a_1)\left(1 + \mu \frac{\sin 2\beta}{2}\right) + \{Q[2(b-a_2) - K_{д1}(l_1 + a_1) + a_2 \cdot K_{д2}] + q(b-a_2)\}}{Y_p \cdot r + q(b-a_2)} \cdot \frac{l}{\mu \cdot \cos^2 \beta \cdot \operatorname{ctg} \beta + \mu} \quad (3.28)$$

где Y_H - направляющее усилие при одноточечном контакте; N_H - вертикальная сила от набегающего колеса на головку рельса; μ - коэффициент трения между гребнем набегающего колеса и рельсом; β - угол наклона образующей гребня колеса к горизонтальной плоскости; Y_p - рамная сила на колесную пару; Q - сила тяжести обрессоренной части экипажа, приходящаяся на шейку оси колесной пары; $K_{д1}$ и $K_{д2}$ - коэффициенты вертикальной динамики в 1-ой ступени подвешивания соответственно на набегающем и ненабегающем колесах колесной пары (при безгрузке $K_{дi} > 0$);

$$K_{д1} = \frac{\Pi_1}{f}; \quad K_{д2} = \frac{\Pi_2}{f}.$$

Π_1 и Π_2 - динамические вертикальные прогибы в I ступени подвешивания; f - статический прогиб в I-ой ступени подвешивания; μ' - коэффициент трения между поверхностью катания ненабегающего колеса и рельсом; q - сила тяжести неподдресоренных частей, приходящаяся на колесную пару; $2b$ - расстояние между точками приложения вертикальных нагрузок к шейкам оси колесной пары; a_1 - расстояние между точками приложения вертикальной нагрузки на шейку оси на набегающем колесе и точкой контакта на гребне; a_2 - расстояние между точками приложения вертикальной нагрузки на шейку оси на ненабегающем колесе и точкой контакта на его поверхности катания; r - радиус колеса по кругу катания; $l_1 = 2b - (a_1 + a_2)$.

В расчетах рекомендуется принимать:

$$\mu = \mu' = 0.25; \quad l_1 = 1,553 \text{ м}; \quad a_1 = 0,264 \text{ м}; \quad a_2 = 0,219 \text{ м}.$$

Выражение (3.28) позволяет использовать для оценки устойчивости колеса против схода с рельсов показатели динамики, обычно измеряемые в ходовых испытаниях. Также возможно их получение и при расчетах динамических качеств экипажей МВПС.

Обработка динамических процессов, используемых для расчета коэффициентов запаса устойчивости, производится по мгновенным значениям.

Вводимые в формулу (3.28) вертикальные динамические прогибы и рамные силы определяются в один момент времени. Нахождение набегающего колеса при расчетах коэффициентов запаса устойчивости рекомендуется выполнять с помощью рамной силы. Направление рамной силы, приходящейся на колесную пару, вправо или влево по ходу движения экипажа с большой долей приближения указывает на положение набегающего колеса для данной колесной пары.

3.5.4. Рамные силы это поперечные горизонтальные силы, действующие на колесную пару со стороны обрессоренных масс экипажа.

Рамные силы определяются в прямых и кривых участках пути, а также на стрелочных переводах. Рамные силы в кривых различного радиуса и возвышениях наружного рельса до 150 мм, при определении соответствия экипажа требованиям настоящих "Норм", должны измеряться при непогашенных поперечных ускорениях не более $0,7 \text{ м/с}^2$.

3.5.5. Коэффициенты вертикальной динамики в обеих ступенях подвешивания определяются как отношения динамического прогиба в данной ступени подвешивания к его статическому значению, соответствующему заданной населенности вагона.

3.5.6. Перечисленные в п.п. 3.5.2.-3.5.5. динамические показатели должны определяться во всем диапазоне скоростей при наибольшей расчетной населенности вагона пассажирами и без пассажиров. Исследуемый диапазон скоростей рекомендуется разбивать на интервалы $V=15\text{км/ч}$.

Продолжительность реализации для каждой градации скорости должна быть не менее 3 мин., соответственно для прямых и кривых участков пути.

3.5.7. Поколесная развеска МВПС осуществляется на нивелированном прямолинейном участке пути посредством измерительных приборов, фиксирующих нагрузку от колеса на рельс. Точность измерительных приборов $\pm 500\text{ Н}$.

Последовательно выполняются по три взвешивания для вагона при наибольшей расчетной населенности (п.3.4.3.4) и без пассажиров.

После каждого взвешивания производится прокатка единицы подвижного состава по тракционным путям. Окончательная сила тяжести, действующая от каждого колеса на рельс, определяется как среднее арифметическое трех взвешиваний. Полученный результат заносится в ведомость, в которой приводится поколесная развеска, нагрузка по колесным парам и тележкам, нагрузка по сторонам экипажа, суммарная нагрузка вагона на путь.

Во время взвешивания на подвижном составе нельзя производить никаких регулировок и вносить какие-либо изменения.

Отклонение фактического значения силы тяжести (веса) МВПС от значения указанного в ТЗ определяется по формуле:

$$\delta = \frac{P - P_H}{P_H} \cdot 100\%$$

где P - фактическая сила тяжести МВПС. Определяется как сумма сил тяжести, действующих от каждого колеса на рельс;

P_H - сила тяжести МВПС, указанная в ТЗ.

Разность нагрузок по колесам колесной пары, по осям в одной тележке и по сторонам вагона определяется из выражения:

$$\delta = \frac{P_{\text{MAX}} - P_{\text{MIN}}}{P_{\text{MAX}} + P_{\text{MIN}}} \cdot 100\%$$

где P_{MAX} , P_{MIN} - наибольшие и наименьшие значения сил тяжести, действующих на рельс, соответственно по колесам колесной пары, по осям в одной тележке и по сторонам вагона.

3.5.8. Рессорное подвешивание и несущие элементы конструкции вагона, имеющие значительные деформации (прогибы) должны

исключать возможность касания любых его элементов и узлов, не предусмотренного конструкцией экипажной части.

3.6. Оценка сопротивления усталости и долговечности.

Оценка сопротивления усталости несущих элементов может производиться по методикам, изложенным в п.п. 3.6.1, 3.6.2, 3.6.3 и 3.6.4, в зависимости от имеющейся информации, касающейся нагруженности элемента и параметров кривой усталости материала.

3.6.1. При отсутствии гистограммы распределения амплитудных значений напряжений, характеризующей нагруженность элемента за назначенный срок службы, и отсутствии параметров кривой усталости материала, оценку сопротивления усталости проводить по формуле:

$$n = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma} \cdot \sigma_V + \psi \cdot \sigma_m} > [n], \quad (3.29)$$

где σ_{-1} - среднее значение предела выносливости стандартного образца при симметричном цикле нагружения. Значения пределов выносливости для некоторых типов стали приведены в таблице п.5.1; K_{σ} - коэффициент, характеризующий понижение предела выносливости конструкции по отношению к пределу выносливости стандартного образца; σ_V - амплитуда динамических напряжений; σ_m - среднее напряжение цикла; ψ - коэффициент, характеризующий влияние асимметрии цикла; при $\sigma_m > 0$ $\psi = 0.3$, при $\sigma_m < 0$ $\psi = 0$; $[n]$ - допустимый коэффициент запаса сопротивления усталости.

3.6.1.1. Значение коэффициента понижения предела выносливости определяется из выражения:

$$K_{\sigma} = \frac{K_1 \cdot K_2}{\gamma \cdot m} \cdot \beta_K, \quad (3.30)$$

где K_1 - коэффициент, учитывающий влияние неоднородности материала детали. Для проката, поковки и штамповки $K_1=1.1$; для литья $K_1=1.2...1.3$; K_2 - коэффициент, учитывающий влияние внутренних напряжений в детали. Величина его зависит от поперечных размеров детали: до 250 мм $K_2=1.0$; от 250 до 1000 мм $K_2=1.0...1.2$. В этом интервале величина коэффициента изменяется пропорционально размеру; m - коэффициент, учитывающий состояние поверхности детали.

В зависимости от чистоты обработки принимается:
полированная поверхность - 1.0
станочная обработка чистая - 0.9
станочная обработка грубая - 0.85 - 0.8

поверхность с окалиной - 0.8 - 0.65

стальное литье после обработки пескоструйкой - 0.8 - 0.75

Влияние коррозии не рассматривается, так как поверхность должна быть надежно защищена от нее.

γ - коэффициент, учитывающий влияние размерного фактора.

Выбирается в зависимости от размера детали в соответствии с кривой, приведенной на рис. 3.5.

Зависимость коэффициента γ от размеров поперечного сечения

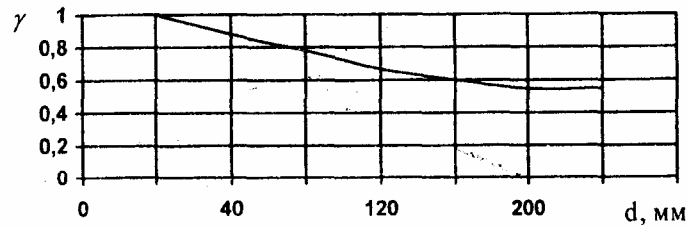


Рис. 3.5.

β_K - эффективный коэффициент концентрации напряжений в узлах сложного очертания, концентрация напряжений в которых определяется только их геометрией.

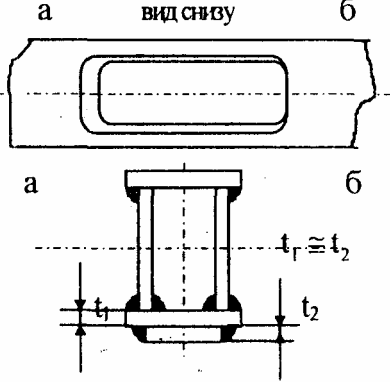
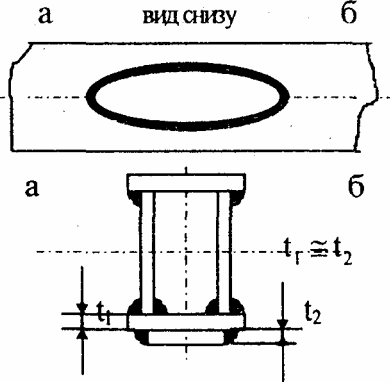
Значения эффективного коэффициента концентрации напряжений для различных форм геометрических концентраторов приводятся в справочной литературе по машиностроению.

В табл. 3.18 приведены ориентировочные значения коэффициентов для некоторых типовых узлов сварных соединений, применяемых в локомотивостроении, выполненных из малоуглеродистой стали типа Ст3.

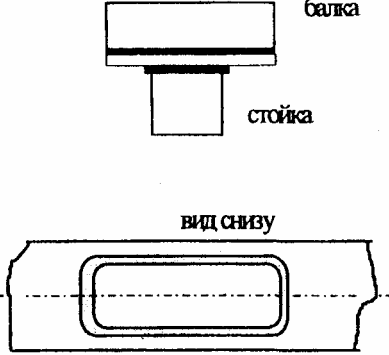
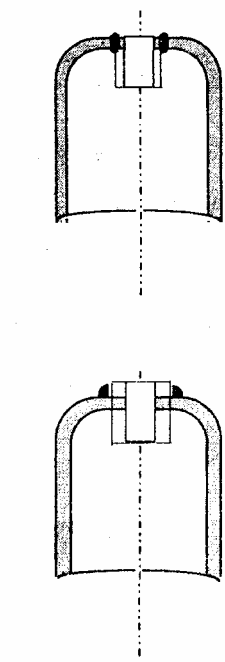
Таблица 3.18
Ориентировочные значения коэффициента β_K

Типовое соединение	Эскиз	β_K сталь Ст 3
Полая балка прямоугольного сечения, сваренная из штампованных П-образных элементов		1.0 прим. 1
"-" (сварные швы расположены по верхнему и нижнему поясам балки)		1.1 прим. 1
Полая балка прямоугольного сечения, сваренная из отдельных листов		1.1 прим. 1

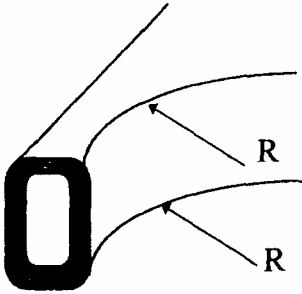
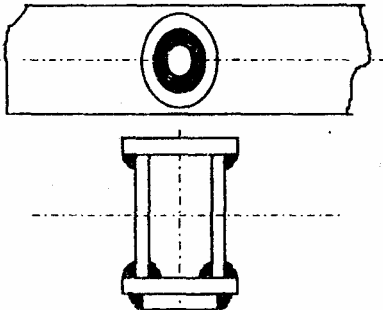
Продолжение таблицы 3.18

<p>Приварка к поясам балки накладок прямоугольной формы: сечение а-а по периметру накладки; сечение б-б фланговыми или прерывистым и сварными швами</p>		<p>а-а 1.6-1.9 б-б 2.5-2.8 прим. 1, 2</p>
<p>Приварка к поясам балки по периметру накладки: сечение а-а круглой формы; сечение б-б овальной формы (выгнутая, языкообразная)</p>		<p>а-а 1.7-2.0 б-б 1.8-2.1 прим. 1, 2</p>

Продолжение таблицы 3.18

<p>Приварка к поясу балки стойки (кронштейна) или ребер (показаны пунктиром). Примыкание под прямым углом</p>		<p>2.2-2.3 прим. 1</p>
<p>Вварка втулки в пояс балки: а) с разделкой кромок свариваемых элементов и сваркой встык б) сварное соединение внахлест</p>		<p>а) 1.4-1.6 б) 1.7-2.1 прим. 1</p>

Продолжение таблицы 3.

<p>Угловое сопряжение двух балок а) $R=100\text{мм}$ и более б) $R=80\text{мм}$ и менее в) под прямым углом (без сварного шва) г) под прямым углом (со сварным швом)</p>		<p>а) 1.2-1.4 б) 1.4-1.7 в) 2.1 г) 2.2-2.3 прим. 1</p>
<p>Приварка накладки к поясу балки по контуру отверстия в накладке</p>		<p>Высокая концентрация напряжений в корне сварного шва. Оценка напряженного состояния помощью тензодатчиков невозможна прим. 1, 3</p>

Примечания. 1. Приведенные ориентировочные значения коэффициента β_K соответствуют случаю, когда верхний и нижний пояса балки работают на растяжение-сжатие (преимущественно от вертикальных нагрузок).

При сложном напряженном состоянии балок, определяемом эксплуатационными нагрузками, значения β_K могут отличаться от приведенных и должны быть определены с учетом действующих нагрузок.

2. В зоне сварных швов соединений накладок (кронштейнов) с поясами полых балок возникают местные деформации, на величину которых (и β_K) оказывают влияние толщины пояса балки t_1 и накладки t_2 . В табл. п. 4 и 5 диапазоны изменения β_K соответствуют изменению толщины пояса балки от 10 мм до 20 мм. При этом $t_2=t_1$. Соотношение t_2/t_1 также влияет на величину β_K . При $t_2/t_1 \geq 2$ β_K принимает значение большее чем приведено в таблице.

3. Представленная конструкция сварного соединения нераациональна в том случае, когда нагрузка, приложенная к накладке (кронштейну), стремится оторвать ее от пояса балки. В этом случае в корне сварного шва, имеющем высокую концентрацию напряжений, возникают местные деформации, снижающие сопротивление усталости конструкции.

В случаях, когда известны величины теоретического коэффициента концентрации α_σ , величину β_K можно определить, пользуясь зависимостью:

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

где q - коэффициент чувствительности металла к концентрации напряжений. Для сталей типа Ст3 $q=0.7$, для малоуглеродистых низколегированных сталей $q=1$.

При оценке прочности узлов, в которых не представляется возможным определить номинальные напряжения, расчет должен проводиться по величинам амплитуд максимальных динамических напряжений, коэффициент β_K при этом должен приниматься равным 1.

3.6.1.2. Амплитуда динамических напряжений σ_V это максимальная величина напряжений, определяемая в результате обработки по методу полуразмахов 10...15-секундной реализации, полученной при движении экипажа со скоростью V в прямом участке пути. Расчетная величина находится по данным испытаний (или расчетов) из числа амплитуд, замеренных в установленном интервале скоростей (п. 3.5.6), в котором возникают наибольшие амплитуды напряжений. Число реализаций, полученных на пути протяженностью ≈ 100 км, в каждом интервале скоростей должно быть не менее 15...20.

Расчетное значение амплитуды динамических напряжений в выражении (3.29) определяется по формуле:

$$\sigma_v = \bar{\sigma}_v + 2S$$

где $\bar{\sigma}_v$ - средняя величина амплитуды из выборки максимальных значений для данной градации скорости; S - среднее квадратическое отклонение максимальных амплитуд.

3.6.1.3. Величина среднего напряжения цикла σ_m определяется напряжениями, возникающими от действия статических нагрузок, а также от действия квазистатических сил, возникающих в режимах тяги, торможения и при движении по кривой.

При движении по прямой со скоростью V в режимах тяги или торможения значения σ_m определяются соответственно из выражений:

$$\sigma_m = \sigma_{СТ} + \sigma_f,$$

$$\sigma_m = \sigma_{СТ} + \sigma_{ТОР}.$$

При движении по кривой:

$$\sigma_m = \sigma_{СТ} + \sigma_f + \sigma_{КР},$$

$$\sigma_m = \sigma_{СТ} + \sigma_{ТОР} + \sigma_{КР}.$$

где $\sigma_{СТ}$ - напряжения, возникающие от действия вертикальных статических нагрузок; σ_f - напряжения, возникающие от действия сил тяги, при движении экипажа со скоростью V ; $\sigma_{ТОР}$ - напряжения, возникающие от действия сил торможения, при движении экипажа со скоростью V ; $\sigma_{КР}$ - напряжения, возникающие при движении в кривой.

В качестве расчетных напряжений σ_v и σ_m , при двухосном и трехосном напряженном состояниях, в формуле 3.29 принимаются величины главных напряжений.

3.6.1.4. Величины допустимых коэффициентов запаса сопротивления усталости для несущих элементов конструкции локомотива, определяемые по выражению 3.29, должны соответствовать значениям, приведенным в табл. 2.2.

3.6.2 При наличии гистограммы амплитудных значений динамических напряжений, отражающей реальную нагруженность детали в эксплуатации, оценку сопротивления усталости требуется проводить по условию:

$$(\sigma_a)_{МАХ} < \sigma_{-1Dm} \quad (3.31)$$

где σ_{-1Dm} - предел выносливости детали с учетом асимметрии цикла; $(\sigma_a)_{МАХ}$ - максимальное расчетное или экспериментальное значение

амплитуды динамических напряжений гистограммы для рассматриваемой детали.

3.6.2.1. Предел выносливости детали с учетом асимметрии цикла определяется из выражения:

$$\sigma_{-1Dm} = \sigma_{-1D} \cdot 1.035 \cdot \sqrt{1 - \frac{(\sigma_m + 0.35\sigma_B)^2}{(1.35\sigma_B)^2}} \quad (3.32)$$

где σ_{-1D} - предел выносливости детали при симметричном цикле нагружения; σ_m - среднее напряжение цикла; σ_B - временное сопротивление.

3.6.2.2. Предел выносливости для симметричного цикла нагружения рассчитываемой детали определяется по формуле:

$$\sigma_{-1D} = \frac{C(p) \cdot \sigma_{-1}}{K} \quad (3.33)$$

где σ_{-1} - среднее значение предела выносливости образца; $C(p)$ - коэффициент, зависящий от вероятности разрушения детали. Значения $C(p)$ приведены в табл. 3.19.

Таблица 3.19

Значения коэффициента $C(p)$							
Вероятность разрушения детали $P(\%)$	0.13	0.62	2.28	6.68	15.9	31	50
$C(p)$	0.79	0.825	0.86	0.895	0.93	0.965	1

Вероятность разрушения детали $P(\%)$	69	84.1	93.32	97.72	99.38	99.8	7
$C(p)$	1.035	1.07	1.105	1.14	1.175	1.21	

При неограниченном сроке службы детали $C(p)$ принимается при $p=0.13\%$. K - коэффициент понижения предела выносливости вычисляется по формуле:

$$K = K_\sigma \cdot \eta,$$

где η - технологический фактор.

Значения η в зависимости от способов сварки и контроля приведены в табл. 3.20.

Таблица 3.20

Значения коэффициента η

Способ сварки	С дефектоскопией		Без дефектоскопии	
	с механ. обраб.	без механ. обраб.	с механ. обраб.	без механ. обраб.
Автоматическая	1.00	1.05	1.10	1.15
Полуавтоматическая	1.05	1.10	1.12	1.20
Ручная	1.10	1.15	1.20	1.25

Для проката, поковки, штамповки и литья $\eta = 1,0$.

Величина предела выносливости σ_{-1D} детали может быть определена по результатам стендовых испытаний.

3.6.2.3. Среднее напряжение цикла определяется алгебраической суммой:

$$\sigma_m = \sigma_{CT} + \sigma_f + \sigma_{OCT}, \quad (3.34)$$

где σ_f - напряжения, возникающие от сил тяги; σ_{CT} - напряжения, возникающие от действия вертикальных статических нагрузок; σ_{OCT} - остаточные напряжения.

Остаточные напряжения следует принимать:

- (0.3...0.4) σ_T для сварных термообработанных деталей;
- (0.8...0.9) σ_T для сварных нетермообработанных деталей;
- (0.25...0.3) σ_T для литых термообработанных деталей в зависимости от их размера;
- 0.9 σ_T для литых нетермообработанных деталей, σ_T - предел текучести.

При наличии экспериментальных данных величина остаточных напряжений может корректироваться. При отсутствии экспериментальных данных величины остаточных напряжений принимать по средним значениям интервалов.

3.6.2.4. Если амплитуды расчетных или экспериментальных значений динамических напряжений, полученных для всех эксплуатационных режимов движения, удовлетворяют неравенству (3.31), то это означает, что с вероятностью (100-p)% деталь не будет иметь разрушений за назначенный срок службы.

3.6.3. Если уровни напряжений в исследуемой детали выше, чем σ_{-1Dm} , то в этом случае для оценки долговечности необходимо использовать параметры кривой усталости стандартного образца и

гистограмму распределения амплитудных значений напряжений за назначенный срок службы детали.

3.6.3.1. Кривая усталости для образца описывается уравнением [4]:

$$N = \beta \cdot \frac{\sigma_B - \sigma}{\sigma - \sigma_{-1}}, \quad (3.35)$$

где σ_{-1} - предел выносливости стандартного образца для симметричного цикла нагружения; N - число циклов до разрушения образца при амплитуде напряжений σ симметричного цикла нагружения; β - постоянная образца.

Параметры кривой усталости детали σ_{-1D} и β_D для симметричного цикла нагружения определяются по формулам:

$$\sigma_{-1D} = \frac{\sigma_{-1}}{K}, \quad \beta_D = \frac{\beta}{K} \quad (3.36)$$

Параметры кривой усталости детали для асимметричного цикла нагружения определяются из выражения (3.32) и по формуле:

$$\beta_{Dm} = \beta_D \cdot \frac{\sigma_{-1Dm} + |\sigma_m|}{\sigma_{-1D}} \quad (3.37)$$

Параметры кривой усталости для наиболее распространенных сталей приведены в табл. 3.21 и табл. П. 3.1.

Таблица 3.21

		Ст.3 Ст.20	09Г2Д	10Г2БД
σ_B , МПа		420	450	520
σ_{-1} , МПа	изгиб	195	210	210
	растяжение-сжатие	140	147	147
β	изгиб	0.37	0.65	0.73
	растяжение-сжатие	0.32	0.56	0.615

3.6.3.2. Расчет долговечности детали осуществляется по следующему алгоритму:

- из гистограммы напряжений определяются амплитудные значения напряжений σ_i и соответствующие этим напряжениям числа рабочих циклов n_i за единицу времени эксплуатации E (год, месяц, ...)

При этом нумерация интервалов производится так, чтобы, $\sigma_1 > \sigma_2 > \dots > \sigma_s$, где s - количество интервалов гистограммы;

- при последовательном воздействии n_1, n_2, \dots, n_i рабочих циклов (за единицу времени E) с амплитудами напряжений соответственно $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3, \dots, \sigma_i > (\sigma_{-1Dm})_{i-1}$ величина предела выносливости детали $(\sigma_{-1Dm})_i$ каждый раз должна пересчитываться [5]:

$$(\sigma_{-1Dm})_i = \frac{\sigma_i \cdot \left(1 - \frac{n_i}{N_i}\right)}{\frac{\sigma_i - (\sigma_{-1Dm})_{i-1}}{(\sigma_{-1Dm})_{i-1}} + 1 - \frac{n_i}{N_i}}, \quad (3.38)$$

где $N_i = (\beta_{Dm})_{i-1} \cdot \frac{\sigma_B - |\sigma_m| - \sigma_i}{\sigma_i - (\sigma_{-1Dm})_{i-1}}$

$$(\beta_{Dm})_i = (\beta_{Dm})_{i-1} \cdot \frac{(\sigma_{-1Dm})_i}{(\sigma_{-1Dm})_{i-1}}$$

$$(\sigma_{-1Dm})_0 = \sigma_{-1Dm} \quad i=1, 2, \dots, l$$

Далее цикл вычислений (3.38) повторяется t раз ($t=1, 2, \dots$). Если за назначенный срок службы T , т.е. при $t=T/E$ предел выносливости детали $(\sigma_{-1Dm})_i > 0$, то деталь удовлетворяет требованиям прочности.

Если на каком либо шаге вычислений при $t < T/E$ предел выносливости $(\sigma_{-1Dm})_i < 0$, то в этом случае конструкция будет иметь усталостные разрушения по истечении срока $t \cdot E$ (лет, месяцев, ...).

3.6.4. Образцы рам и других несущих элементов тележек, прошедшие при испытаниях на вибрационных стендах базовое число циклов нагружения, не должны иметь усталостных повреждений.

При проведении испытаний несущие конструкции подвергаются пространственному нагружению (воспроизводящему эксплуатационные нагрузки) нормативными силами, величины которых соответствуют максимальному уровню сил, определяемых при проведении ходовых динамических испытаний или на основании расчета динамики экипажной части.

При отсутствии указанных выше данных по величинам сил нагружения последние принимаются в соответствии с р. 3.4.

4. МЕТОДЫ РАСЧЕТА И РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ПРОЕКТИРОВАНИЮ УЗЛОВ ЭКИПАЖА

4.1. Методы расчета и рекомендации по проектированию кузова

4.1.1. Оценка прочности кузова производится по допускаемым напряжениям и на сопротивление усталости.

4.1.2. Кузова проектируемых экипажей МВПС должны иметь металлическую конструкцию типа замкнутой оболочки с вырезами, выполненную из набора продольных и поперечных элементов жесткости, связанных (перекрытых) листовой обшивкой (полотном пресованного профиля).

Элементы набора образуются различными профилями, выштамповкой или отгибкой обшивки, а также могут изготавливаться вместе с обшивкой (пресованные профили).

Рекомендуется элементы, образующие поперечную рамку (поперечные балки рамы, стойки боковых стен, дуги крыши), располагать в одной плоскости.

4.1.3. Расчетные схемы кузова должны наиболее точно соответствовать действительному характеру работы конструкции.

4.1.4. На стадии эскизного проекта для ориентировочной оценки параметров несущих элементов допускается рассматривать кузов состоящим из отдельных плоских конструкций. В этом случае расчетная схема каждой конструкции может быть представлена соответствующей стержневой моделью. При определении необходимо учитывать деформации изгиба, растяжения-сжатия и сдвига.

4.1.4.1. В стержневых моделях при определении геометрических параметров поперечных сечений стержней (площади, моменты инерции и моменты сопротивления) должна учитываться часть листовой обшивки, прилегающая к стержневому элементу. Учитываемая ширина полосы листа обшивки с каждой стороны элемента принимается равной 20 его толщине (20δ). Остальная часть обшивки в стержневых моделях не учитывается.

4.1.5. Для окончательной оценки прочности следует рассматривать кузов как единую пространственную модель, содержащую стержневые и пластинчатые элементы. Рекомендуется при формировании модели и получении решений на ЭВМ использовать метод конечных элементов и метод суперэлементов. Возможно в расчетах на ЭВМ применять и др. современные методы (метод редуцированных элементов, метод модуль-элементов и т.п.).

4.1.6. При оценке напряженного состояния в углах оконных и дверных проемов должна быть учтена концентрация напряжений. Если расчетная модель не учитывает концентрацию напряжений, то

распределенных на площадке $0,2 \times 0,2 \text{ м}^2$ и приложенных на расстоянии $0,5 \text{ м}$ друг от друга. Напряжения от указанных сил должны суммироваться с напряжениями, полученными при расчете кузова в целом от вертикальной статической силы, и не должны превышать $0,9 \sigma_T$.

4.1.9. Помимо расчета на прочность при проектировании кузовов необходимо обеспечить запас устойчивости элементов конструкции.

Коэффициент запаса устойчивости элемента конструкции определяется как отношение расчетных нормальных сжимающих напряжений к критическим, определяемым по формулам раздела 3. Величины коэффициентов запаса устойчивости приведены в табл.2.2.

4.1.10. 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 полок у мест перегибов при расположении последних в напряженных зонах;
- предусматривать постановку 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).

4.1.11. 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;
- узлы соединения должны иметь плавные переходы, с изменением поперечных сечений элементов, обеспечивающие равномерное восприятие ими действующих моментов и сил.

4.1.12. В целях обеспечения требований к плавности хода первая собственная частота изгибных колебаний кузова в вертикальной плоскости при наибольшей расчетной населенности вагона и в порожнем состоянии должна быть соответственно не ниже 8 и 10 Гц . Необходимо стремиться к тому, чтобы эти частоты были выше собственных частот колебаний подпрыгивания и галопирования тележек не менее чем на 40% .

Значения собственных частот изгибных колебаний ω кузова определяются из уравнения:

$$\det[K - \omega^2 \cdot M] = 0,$$

где K - матрица жесткости расчетной модели кузова, включающая характеристики упругих элементов центрального и буксового подвешивания; M - матрица инерции расчетной модели кузова, включающая инерционные характеристики тележек.

4.1.13. Узлы кузова, воспринимающие сосредоточенную знакопеременную нагрузку (элементы соединения тележек с кузовом, узлы крепления основного оборудования и т.п.), дополнительно проверяются на сопротивление усталости по формулам раздела 3.6, при этом динамические напряжения определяются расчетным или экспериментальным путем.

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

4.1.14.1. 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). Моменты инерции поперечных сечений стоек подсчитываются относительно поперечной центральной оси.

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 $0,5 \text{ м}$ от нижней опоры, при загрузке стойки в этом сечении поперечной сосредоточенной силой. При указанной оценке 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.

Каждая главная стойка в сечении на уровне верхнего листа концевой балки должна дополнительно проверяться по прочности на срез от силы $1,0 \text{ МН}$ ($1,25 \text{ МН}$ для лобовой части головного вагона). Напряжения при этом не должны превосходить предела прочности материала стоек на срез.

4.1.14.2. 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).

4.1.14.3. Момент сопротивления дуг крыши, изготовленных из стали Ст3 или стали 20, должен быть не менее $30 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$ на 1 м горизонтальной проекции площади панели крыши, прилегающей к дуге.

Моменты инерции поперечных сечений дуг крыши подсчитываются относительно продольной центральной оси.

4.1.14.4. В случае применения для указанных элементов кузова стали других марок нормативные величины моментов сопротивления изменяются пропорционально отношению предела текучести стали Ст3 или стали 20 к пределу текучести стали другой марки.

4.1.14.5. Толщина листов стальной обшивы нижней части стен должна быть не менее 2 мм, а в верхней части стен, крыши и гофрированного пола - не менее 1,4 мм. При условии применения для обшивы стали с повышенным, по сравнению со сталью Ст3, антикоррозионными свойствами и надлежащих обоснований, 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.

4.1.14.6. Конструкция кузова должна быть рассчитана и проверена при испытаниях на нагрузки, возникающие при подъеме оборудованного порожнего кузова двумя домкратами, установленными в зоне шкворневых балок рамы по диагонали вагона, а также на нагрузки, возникающие при аварийной подъемке вагона за автоцепку (концевую часть кузова).

При этом не должно быть остаточных деформаций или потери устойчивости элементов конструкции.

4.1.15. В кузове необходимо предусматривать не менее двух аварийных выходов. Допускается совмещение аварийных выходов с оконными проемами. Выходы располагаются в противоположных боковых стенах кузова по диагонали.

4.1.16. Для обеспечения безопасности пассажиров при аварийных столкновениях конструкция кузова при действии продольных нагрузок должна быть, по возможности, равнопрочной. Должна обеспечиваться плавность переходов сечений в местах соединений элементов, особенно в зонах возникновения максимальных напряжений (в частности, в сопряжениях хребтовой и шкворневой балок, раскосов и продольных балок боковой обвязки рамы).

Выбор поперечных сечений основных несущих продольных элементов рамы (хребтовые балки, раскосы, боковые продольные

балки) и зон перехода между этими элементами рекомендуется производить таким образом, чтобы уровень суммарных напряжений по расчетному режиму в указанных элементах по длине кузова не отличался между собой более чем на $0,1 \sigma_T$ материала элемента.

При аварийных столкновениях не должно быть значительных деформаций и изломов несущей металлоконструкции кузова, нарушающих габаритную целостность зоны пассажирского салона и обитаемых служебных помещений, включая кабину машиниста. Также не должны разрушаться узлы крепления пассажирских диванов, багажных полок и другого внутривагонного оборудования.

При аварийных столкновениях допускаются повреждения и разрушения элементов межвагонных соединений и связей кузова тележками, а также незначительные пластические деформации кузова.

Для защиты кабины машиниста и пассажирского салона от значительных повреждений при аварийных столкновениях в головных частях концевых вагонов рекомендуется применять специальные амортизирующие устройства высокой энергоемкости (порядка 1000 кДж). С учетом этого суммарная рекомендуемая энергоемкость деформирования всех элементов вагона Э_в при разрушающих продольных силах удара порядка 3,0 МН и суммарной деформации всех амортизирующих элементов порядка 1 м должна быть не менее 2000 кДж.

Расчетная энергоемкость конструкции кузова Э_к определяется с учетом упругих и пластических деформаций элементов при одновременном действии вертикальной нагрузки брутто и продольных сил сжатия по формуле:

$$Э_k = \sum_{i=1}^n \frac{1}{2} \cdot (T_i + T_{i+1}) \cdot \delta_i,$$

где T_i и T_{i+1} - соответственно силы начала и конца i -го интервала процесса аварийного столкновения; δ_i - осредненная продольная деформация укорочения кузова, соответствующая приращению сил i -го интервала; n - число интервалов продольных сил.

Диапазон действия продольных сил от 0 до 3,0 МН рекомендуется разбить на интервалы по 0,25 МН.

Рекомендуется обеспечивать $Э_k > 0,5 Э_в$.

Эффективность таких устройств оценивается при проведении испытаний вагонов на соударение.

4.2 Расчеты и рекомендации по проектированию тележек

4.2.1. Расчет рам тележек

4.2.1.1. Оценка прочности рам тележек производится по допускаемым напряжениям и на сопротивление усталости.

4.2.1.2. Рамы тележек рассчитываются на действие сил тяжести, упругих, инерционных и диссипативных сил, а также сил тяги и торможения.

4.2.1.3. При расчете напряжений в раме тележки расчетная схема рамы выбирается в зависимости от ее конструкции, системы подвешивания, вида связей с кузовом и колесными парами и представляет собой, в общем случае, пространственную модель, содержащую стержневые и пластинчатые элементы.

В расчетах может быть применен любой метод строительной механики (метод сил, метод перемещений и т.д.) наиболее удобный в данном конкретном случае. При этом в элементах рам тележек учитываются следующие виды деформаций:

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

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

- деформации кручения учитываются в основных элементах рамы, подверженных действию крутящих моментов. Допускается пренебрегать кручением элементов с открытым профилем сечения, работающих параллельно 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, либо имеющих все поперечные или продольные балки открытого профиля, эти деформации учитываются только в расчетах на вертикальную кососимметричную силу. Деформации стесненного кручения учитываются по теории кручения стержней с учетом толщины стенок.

4.2.1.4. При оценке прочности на сопротивление усталости среднее напряжение цикла определяется силами тяжести, тяги и торможения в соответствии с п.п. 3.4.3.1.-3.4.3.4. Динамические напряжения определяются динамическими силами, возникающими от колебаний экипажа. При этом амплитуды сил и схемы нагружения оп-

ределяются из решений задачи вынужденных колебаний динамической модели экипажа или экспериментальным путем.

4.2.2. Расчет рессорного подвешивания.

4.2.2.1. Вагон должен быть снабжен системой рессорного подвешивания, обеспечивающей необходимые динамические качества и прочность конструкции на протяжении установленного срока службы МВПС и эксплуатации его со скоростями вплоть до конструктивной.

4.2.2.2. Основными параметрами рессорного подвешивания в вертикальной плоскости являются общий статический прогиб $f_{ст}$, его распределение по ступеням подвешивания и характеристики гасителей колебаний.

4.2.2.3 Общий расчетный статический прогиб от действия собственных сил тяжести обрессоренных частей экипажа (плюс 2/3 веса топлива, воды и песка для головных вагонов) для различных типов МВПС рекомендуется принимать не менее приведенного в табл. 4.2.

Таблица 4.2.

Общий расчетный статический прогиб рессорного подвешивания

Тип МВПС	Скорость км/ч	Прогиб под тарой, мм	Прогиб при полной загрузке, мм
электропоезда	13)	130	180
	16)	150	210
дизель-поезда и автомотрисы			
-головной вагон *	12)	170	-
-прицепной вагон	12)	120	170
-головной вагон *	16)	210	-
-прицепной вагон	16)	150	210

** Примечание. Общий расчетный статический прогиб в головном вагоне дизель-поезда и автомотрисы приведен под моторной тележкой.

Рекомендуется в центральной ступени подвешивания размещать до 70% от общего статического прогиба.

Статический прогиб и соотношение прогибов уточняются при расчетах и экспериментальных исследованиях с целью исключения совпадения собственных частот колебаний рамы тележки и изгибных колебаний кузова, а также выхода за габаритные ограничения элементов конструкции вагона.

Допустимость принимаемого статического прогиба рессор вагона при двойном подвешивании также должна быть проверена на условие ограничения валкости кузова на рессорах по формуле:

$$f_{ст} \leq \frac{b_{б}^2}{(h_c + 1.5) \cdot \left(\chi + \frac{b_{б}^2}{b_{ц}^2(1-\chi)} \right)},$$

где $f_{ст}$ - расчетный статический прогиб рессор вагона; $2b_{б}$, $2b_{ц}$ - поперечные расстояния соответственно между рессорами буксового и центрального подвешивания; h_c - высота центра тяжести кузова над осью колесной пары; χ - отношение прогиба буксового подвешивания f_b к общему прогибу $f_{ст}$.

Рекомендуется оценивать поперечную устойчивость от опрокидывания экипажа, используя соотношение:

$$\frac{P_{ц} + P_{в}}{P_{ст}} \leq 0.7,$$

где $P_{ст}$ - сила тяжести брутто, приходящаяся от колеса на рельс; $P_{ц}$ и $P_{в}$ - вертикальные реакции на колесо от действия центробежной силы и силы давления ветра.

4.2.2.4. Вертикальная жесткость рессорного комплекта или отдельной рессоры определяется:

- при линейной характеристике (постоянной жесткости) из выражения:

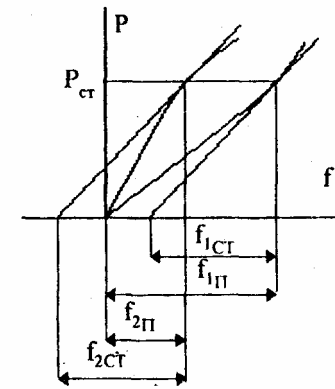
$$C = \frac{P_{ст}}{f_{ст}},$$

где $P_{ст}$ - сила тяжести брутто на рессорный комплект или отдельную рессору; $f_{ст}$ - статический прогиб рессорного комплекта или отдельной рессоры при силе $P_{ст}$, вычисленный без учета трения.

- при рессорных комплектах переменной жесткости следует различать расчетный статический прогиб и полный прогиб под той же силой (рис. 4.1). В этом случае приведенная жесткость и статический прогиб определяются:

$$C = \frac{dP}{df} \Big|_{P=P_{ст}}, \quad f_{ст} = \frac{P_{ст}}{C}$$

где $P_{ст}$ - статическое усилие на рессорный комплект; $f_{ст}$ - расчетный статический прогиб рессорного комплекта; f_n - полный прогиб рессоры.



1. Жесткая характеристика
2. Мягкая характеристика
Рис. 4.1

Изменение жесткости рессорного комплекта при нелинейной характеристике в диапазоне вертикальных нагрузок $(0,7-1,3)P_{ст}$ должно превышать 15% жесткости при $P_{ст}$.

4.2.2.5. Между кузовом и тележками рекомендуется применять упругие поперечные связи, эквивалентные по жесткости маятниковой подвеске длиной не менее 0,55 м.

Характеристика поперечной упругой связи должна исключать возможность удара между кузовом и тележками. Она должна обеспечивать при названной выше жесткости поперечной связи смещение кузова относительно тележки порядка 40-45 мм на сторону, при больших перемещениях должны включаться упругие упоры, жесткость которых рекомендуется в 5-6 раз больше, чем первоначальная жесткость поперечной связи кузова и тележек.

4.2.2.6. Жесткость упругих элементов определяется по следующим формулам:

- продольная жесткость цилиндрической пружины

$$C_B = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D^3 \cdot n \cdot \psi}, \quad (4.1)$$

где d - диаметр прутка; D - средний диаметр витка пружины; n - число рабочих витков, (общее число витков $n_c = n + 1.5$);

$\psi = 1 - \frac{3}{16 \cdot C_U}$ - коэффициент,

где $C_U = D/d$ - индекс пружины при $C_U > 5$, принимать $\psi = 1$; G - модуль сдвига.

C_{Γ} - поперечная жесткость цилиндрической пружины при одновременном действии на нее горизонтальной T и вертикальной P сил (рис.4.2):

$$C_{\Gamma} = \frac{1}{\frac{1}{P} \cdot \left(\frac{2}{X} \cdot \operatorname{tg} \frac{XN}{2} - H \right) + \frac{H}{S}} \quad (4.2)$$

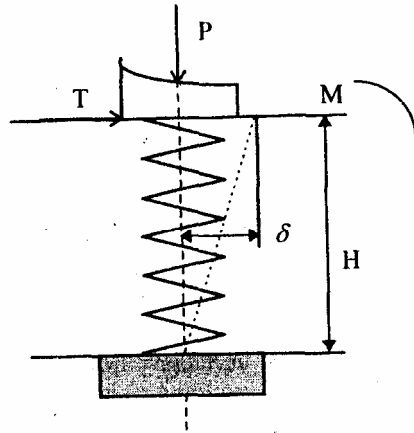


Рис.4.2

где $X = \sqrt{\frac{P}{B \cdot \left(1 - \frac{P}{S}\right)}}$, $B = \frac{E \cdot J}{\eta}$, $S = \frac{2 \cdot E \cdot J \cdot \operatorname{tg} \alpha}{R^2}$

$$\eta = \frac{2 + \mu \cdot \cos^2 \alpha}{2 \cdot \sin \alpha}, \quad \operatorname{tg} \alpha = \frac{H}{\pi \cdot D \cdot n},$$

$$M = \frac{T \cdot H}{2} + \frac{P \cdot \delta}{2} \approx \frac{T}{X} \cdot \operatorname{tg} \frac{XN}{2};$$

здесь T - горизонтальная сила, действующая на пружину; δ - перемещение пружины, соответствующее горизонтальной силе; P - вертикальная сила, действующая на пружину; H - рабочая высота пружины под вертикальной силой; $H = H_c - d \cdot f_p$; H_c - высота ненагруженной пружины, f_p - прогиб от вертикальной нагрузки P ; α - угол подъема

спирали нагруженной пружины; EJ - жесткость сечения прутка пружины при изгибе; μ - коэффициент Пуассона.

Остальные обозначения см. формулу (4.1).

Жесткость пружин, имеющих иную, чем на рис. 4.2 схему закрепления торцов, рекомендуется определять с учетом конструкции опор.

Для обеспечения устойчивости пружин круглого сечения, работающих на сжатие, отношение высоты нагруженной пружины H к ее диаметру D должно быть: при шарнирном закреплении опорных витков (специальные шарнирные опоры) не более 1,75, а при жестком закреплении опорных витков (обычное опирание на жесткое основание) не более 3,5.

4.2.2.7. Для создания диссипативных сил в рессорном подвешивании следует применять гасители колебаний.

В центральной ступени подвешивания рекомендуется применять гидравлические гасители колебаний, в буксовой - гасители сухого трения или гидрогасители.

В центральной ступени подвешивания рекомендуется раздельное демпфирование вертикальных и горизонтальных колебаний.

В буксовой ступени подвешивания целесообразно использовать гасители колебаний с несимметричной характеристикой, имеющей больший параметр сопротивления на ходе растяжения.

Для обеспечения прочности гидродемпферов и сопряженных с ними элементов кузова и тележки гасители колебаний должны иметь ограничение по силе. Рекомендуются следующие ограничения по силе:

для центральной ступени - 14 кН,

для буксовой ступени:

на ходе растяжения - 10 кН,

на ходе сжатия - 7 кН.

Для названных выше гасителей колебаний превышение силы ограничения при максимальных скоростях штока должно быть не более чем на 15-20 %.

4.2.2.8. Параметры демпфирования экипажа следует определять на первом этапе создания вагона по результатам исследования его вынужденных пространственных колебаний. Оценка эффективности демпфирования должна выполняться по критериям, приведенным в р.2.

При отсутствии результатов расчетов вынужденных колебаний рекомендуется эффективность демпфирования оценивать по допустимым величинам коэффициентов относительного демпфиро-

вания низкочастотных форм колебаний экипажа, которые должны быть в пределах:

- для гашения форм, характеризующих колебания галоупирования и подпрыгивания кузова, а также вертикальные колебания тележек:

$$d=0,2-0,3;$$

- для гашения форм, характеризующих горизонтальные колебания кузова (влияние, относ):

$$d=0,3-0,4;$$

- для гашения формы колебаний, характеризующей боковую качку кузова:

$$d=0,1-0,2.$$

При использовании в экипажной части гидравлических гасителей колебаний с линейной зависимостью силы от скорости характеристики гидродемпферов предлагается определять по следующему алгоритму.

Коэффициент относительного демпфирования i -ой формы колебаний экипажа вычисляется по формуле:

$$d_i = \frac{1}{2 \cdot \omega_i} \cdot \frac{V_i^T \cdot C \cdot V_i}{V_i^T \cdot M \cdot V_i}, \quad i=1,2,\dots,n.$$

где C и M - соответственно матрицы демпфирования и инерции динамической модели экипажа, в которой кузов и обрессоренные массы тележек представляют собой твердые тела, соединенные между собой упругими и диссипативными связями; V_i - вектор-столбец, характеризующий i -ую форму колебаний; ω_i - собственная частота i -ой формы колебаний;

индекс t - означает операцию транспонирования.

Частоты ω_i и векторы-столбцы V_i определяются из решения задачи о собственных значениях

$$(K - \omega_i^2 \cdot M) \cdot V_i = 0, \quad i=1,2,\dots,n$$

где K - матрица жесткости динамической модели, n - число степеней свободы.

Задача нахождения ω_i и V_i сводится к вычислению собственных значений и собственных векторов матрицы $M^{-1} \cdot K$.

Варируя коэффициентами сопротивления в матрице демпфирования, находят решения, при которых коэффициенты относительного демпфирования различных форм колебаний экипажа полагаются в установленных выше пределах.

4.2.2.9. Выбранные характеристики гидродемпферов при необходимости корректируются по результатам ходовых динамических

испытаний вагона и "сброса экипажа с клиньев". При ходовых динамических испытаниях эффективность демпфирования определяется по критериям, приведенным в р. 2.

При "сбросе с клиньев" вагона коэффициенты относительного демпфирования различных форм колебаний определяются по формулам:

$$d_i = \frac{1}{2\pi} \cdot \ln \frac{A_r}{A_{r+1}} \quad \text{или} \quad d_i = \frac{1}{2\pi \cdot (r-1)} \cdot \ln \frac{A_1}{A_r},$$

где A_1, A_2, \dots, A_r - замеренные амплитуды затухающего колебательного процесса, происходящего с частотой ω_i .

4.2.2.10. Выбранные характеристики рессорного подвешивания должны исключать возможность жестких ударов кузова, тележек и колесных пар при их взаимных вертикальных и горизонтальных перемещениях во время движения вагона до конструкционной скорости.

4.2.2.11. Проверка прочности деталей рессорного подвешивания производится на действие сил, указанных в р. 3.4. Подвески центрального подвешивания, кронштейны гасителей, корпуса букс, буксовые поводки и т.п. подлежат обязательной проверке на сопротивление усталости.

Проверка прочности рессор, работающих только в вертикальном направлении, производится на наибольшую вертикальную силу, которая определяется из выражения:

$$P_p = K_{кз} \cdot P_{ст},$$

где $K_{кз}$ - коэффициент конструктивного запаса, величина которого принимается в соответствии с требованиями р.2; $P_{ст}$ - сила тяжести брутто, приходящаяся на рессорный комплект.

Пружины рессорного комплекта при действии наибольшей вертикальной силы должны иметь прогиб меньше на 3 мм, чем прогиб пружины сжатой до соприкосновения витков.

Проверка прочности рессор, работающих в вертикальном и горизонтальном направлениях, производится от наибольшей вертикальной силы и отдельно от сочетания вертикальных и горизонтальных сил, приведенных в р. 3.4.

Расчеты на прочность пружин производятся по формулам:

- цилиндрическая винтовая пружина от вертикальной нагрузки:

$$\tau_B = \frac{8P_p \cdot D \cdot \xi}{\pi \cdot d^3} \leq [\tau]$$

где P_p - наибольшая вертикальная расчетная сила по п.4.2.2.3;

$$\xi = 1 + \frac{1.25}{C_U} + \frac{0.875}{C_U^2} - \text{поправочный коэффициент}$$

Остальные обозначения см. п. 4.2.2.6;

- цилиндрическая винтовая пружина от горизонтальной силы:

$$\tau_{\Gamma} = \frac{5\Gamma}{X \cdot d^3} \cdot \xi' \cdot \operatorname{tg} \frac{X \cdot H}{2} \leq [\tau]$$

$$\text{где } \xi' = 1 + \frac{0.63}{C_U} + \frac{0.35}{C_U^2} - \text{поправочный коэффициент}$$

Остальные обозначения см. п. 4.2.2.6.

Суммарные напряжения при одновременном действии вертикальной и горизонтальной сил:

$$\tau = \tau_B + \tau_{\Gamma} \leq [\tau]$$

где $[\tau]$ - допускаемые напряжения. Определяются по табл. 5.1.

Оценка пружин на сопротивление усталости производится в соответствии с РД 32.51-95 "Методика расчета на прочность пружин рессорного подвешивания подвижного состава железных дорог при действии продольных и комбинированных нагрузок".

4.3. Расчеты и рекомендации по проектированию тягового привода.

4.3.1. Общие требования.

4.3.1.1. Тяговые приводы вновь проектируемого МВПС должны иметь опорно-рамное (на раме тележки) или опорно-кузовное расположение тяговых электродвигателей (далее ТЭД).

4.3.1.2. Для экипажей МВПС с конструкционной скоростью до 130 км/ч рекомендуется применение опорно-осевого редуктора. Для МВПС с более высокими конструкционными скоростями рекомендуется применение тягового привода с опорно-рамным редуктором.

4.3.1.3. Тяговый привод является узлом, надежность которого непосредственно связана с безопасностью движения, в связи с этим основные несущие элементы (валы, корпуса, шатуны, зубчатые колеса и др.) не должны иметь усталостных разрушений за весь назначенный срок службы.

4.3.1.4. Конструкция тягового привода должна обеспечивать технологичность его изготовления и ремонта, допускать освидетельствование зубчатой передачи, подшипников и упругих элементов на плановых видах ремонта без выкатки колесных пар и значительной разборки привода.

В случае невозможности освидетельствования подшипников необходимо предусмотреть возможность диагностики, обеспечивающей

надежную оценку их технического состояния между плановыми видами ремонта, предусматривающими разборку данного узла.

4.3.1.5. Конструкция тягового привода должна предусматривать защиту ТЭД от воздействия динамики необрессоренных масс и зубчатого зацепления. В случае расположения шестерни на валу ТЭД должны предъявляться повышенные требования к точности изготовления зубчатых колес и других деталей, определяющих условия работы зубчатой пары, с внесением этих требований в ТУ на МВПС.

4.3.1.6. Смазка узлов привода (зубчатой передачи, подшипниковых узлов ТЭД и редуктора) может быть как отдельной, так и объединенной.

При применении объединенной системы подачи смазки рекомендуется принудительная система подачи смазки к подшипникам с ее фильтрацией.

При отдельной системе смазки уплотнение камер с пластичной смазкой должно исключать ее вымывание жидкой смазкой.

4.3.1.7. Резиновые упругие элементы тяговых приводов должны обеспечивать работу без замены и повреждений между плановыми подъемными ремонтами.

4.3.2. Несущий корпус тягового редуктора.

4.3.2.1. Корпус тягового редуктора может выполняться сварным, сварно-литым или литым.

4.3.2.2. Корпус тягового редуктора должен проектироваться с учетом воздействия на него следующих видов нагрузок:

- нагрузка от перекоса подвески редуктора при смещении колесной пары под действием рамных сил;
- нагрузка от передачи тягового (тормозного) момента и низкочастотных крутильных колебаний.
- нагрузка от фрикционных автоколебаний при боксовании;
- динамики необрессоренных масс;
- динамики зубчатого зацепления.

4.3.2.3. Для снижения влияния на корпус и другие детали редуктора динамики необрессоренных масс и динамики зубчатого зацепления необходимо выполнение следующих условий:

- корпус редуктора не должен иметь локальных зон, частота свободных колебаний которых равна частоте пересопряжения или двойной частоте пересопряжения зубьев при скоростях движения от 40 км/ч до конструкционной скорости. В первую очередь это относится к кронштейну крепления подвески, сапуну, горловине масляного щупа и другим выступающим деталям;
- установка стаканов подшипников в корпусе редуктора, а также лабиринтных крышек, должна быть беззазорной. Для моно-

блочных корпусов редукторов допускается применение скользящих посадок;

- резьбовое крепление стаканов подшипников и лабиринтных крышек должно быть отдельным;

- не допускается установка бумажных и др. прокладок между половинами корпуса редуктора; допускается применение шпагата вязкого.

- сапуны и горловины масломерных щупов рекомендуется устанавливать на съемных фланцах.

4.3.2.4. Корпус тягового редуктора рекомендуется выполнять моноблочным (без разъема).

4.3.2.5. В тяговом опорно-рамном редукторе рекомендуется установка паразитной шестерни для обеспечения возможности установки на полом вала тормозных дисков.

4.3.3. Рекомендуется в тяговых редукторах для цилиндрической пары применение косозубой (с углом наклона зубьев 4° - 7°) или шевронной зубчатой передачи. В обоснованных случаях возможно применение прямозубой передачи. Для конической пары рекомендуется применение круговых зубьев.

4.3.4. Муфты тягового привода.

4.3.4.1. Конструкция муфт должна исключать возможность обрыва или ослабления крепления каких-либо элементов между плановыми подъемными ремонтами.

4.3.4.2. В приводах с опорно-осевыми редукторами рекомендуется применять муфты, обеспечивающие радиальную расцентровку валов шестерни и ТЭД не менее величины динамического прогиба буксовых пружин, полученного при расчете вынужденных колебаний экипажа.

4.3.4.3. Зажатие бортов резинокордных муфт должно обеспечивать передачу тяговых и динамических нагрузок во всех рабочих диапазонах нагружения; при этом должно обеспечиваться жесткое замыкание фланцев и колец с целью полного исключения возникновения динамических нагрузок в резьбовых соединениях муфт.

Разнотолщинность бортов резинокордных элементов не должна превышать 1 мм.

4.3.4.4. Конструкция муфты должна предусматривать возможность выкатки колесной пары вниз.

4.3.4.5. Осевые силы, создаваемые муфтами, не должны превышать величин, допускаемых по осевой грузоподъемности подшипников ТЭД и тягового редуктора. Квасистатические осевые силы, возникающие при вращении муфт с резинокордными оболочками, не должны превышать 1.5 кН.

4.3.5. Расчет на прочность.

4.3.5.1. Расчет на прочность зубчатой передачи тягового привода производится на контактную выносливость активных поверхностей зубьев и на сопротивление усталости зубьев при изгибе по действующим методикам. Рекомендуется производить проверку зубчатой пары на заедание.

4.3.5.2. Нагруженность элементов тягового привода определяется:

- совместным действием передаваемого крутящего момента в часовом режиме или в режиме реостатного (рекуперативного) торможения, динамического крутящего момента и сил, возникающих при радиальной расцентровке и осевом смещении валов;

- нагрузками от фрикционных автоколебаний при боксовании.

4.3.5.3. Низкочастотные (1.5-20 Гц) нагрузки на стадии проектирования определяются при решении задачи вынужденных колебаний экипажа при движении по неровностям пути.

4.3.5.4. При расчете на прочность деталей тягового привода должны учитываться два основных вида динамических моментов:

- общие для всего валопровода низкочастотные (1,5-20 Гц) динамические моменты M_d , обусловленные кинематическим возмущением при колебаниях экипажа;

- высокочастотный крутящий момент M_3 , определяемый виброактивностью зубчатой пары. Этот вид нагрузки действует на элементы тягового редуктора.

Для предварительной оценки величину высокочастотного динамического момента на валу шестерни для прямозубой передачи рекомендуется определять по эмпирической формуле:

$$M_3 = 0.0032 \cdot \sqrt{C_B \cdot M_d},$$

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

4.3.6. Элементы валопровода тягового привода подлежат расчету на сопротивление усталости в соответствии с методикой, изложенной в р. 3.6 настоящих Норм.

4.3.7. Для тягового привода с опорно-рамным расположением ТЭД и с опорно-осевым редуктором основными показателями кинематического несовершенства привода являются передаточные числа "кинематической цепи" K_1 и K_2 (рис. П5.3, приложение 5), характеризующие угол поворота центра редуктора при единичной вертикальной деформации буксовой пружины соответственно от подпрыгивания и галопирования тележки.

При проектировании привода необходимо стремиться к тому, чтобы координаты точек крепления подвески редуктора к его корпусу и раме тележки обеспечивали минимальное кинематическое возмущение крутильных колебаний в валопроводе при выполнении ограничения на максимальную расцентровку валов двигателя и редуктора. Максимальная расцентровка валов задается из условия компенсирующей способности муфты.

Порядок расчета для определения рационального расположения точек крепления подвески редуктора рекомендуется производить в соответствии с алгоритмом, приведенным в Приложении 5.

4.4. Расчет осей колесных пар.

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

$$n = \frac{\sigma_{-1D}}{\sigma_p} \geq [n], \quad (4.2)$$

где n - коэффициент запаса сопротивления усталости; $[n]$ - минимально допустимый коэффициент запаса сопротивления усталости; σ_{-1D} - предел выносливости оси в расчетном сечении; σ_p - расчетные напряжения в соответствующем сечении оси.

4.4.2. Оценка сопротивления усталости оси производится в следующих основных сечениях (рис. 4.3):

- I - шейка оси;
- II - предподступичная часть оси; ✓
- III - подступичная часть оси в плоскости круга катания колеса;
- IV - по переходной галтели от зоны установки тягового редуктора к средней части оси;
- V - средняя часть оси.

Расчетные сечения относятся к месту действия наибольшего изгибающего момента для рассматриваемой части оси. Диаметр расчетного сечения принимается наименьшим для данной части. При этом учитывается уменьшение диаметра оси, допускаемое при ремонте колесных пар.

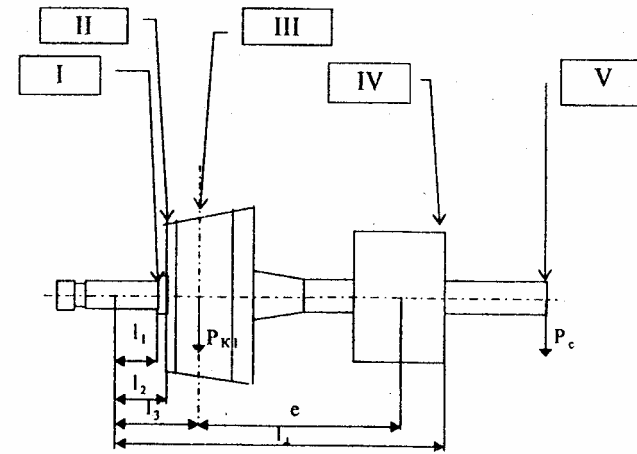
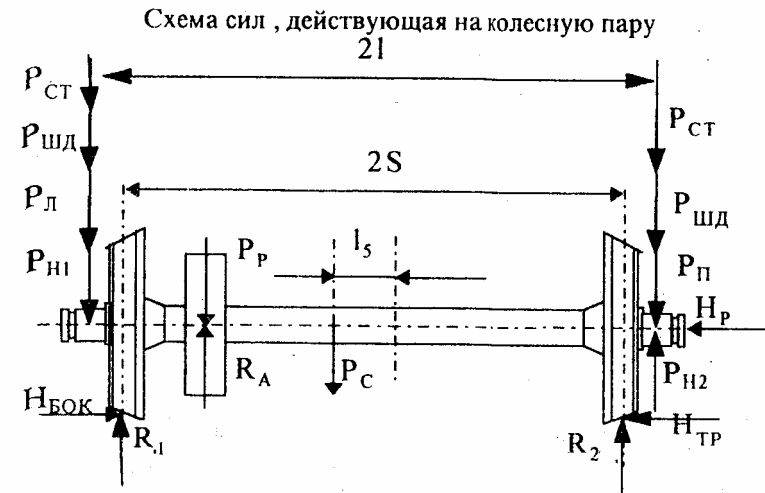


Рис.4.3

4.4.3. Если в конструкции колесной пары предусмотрена напрессовка других деталей (ступиц зубчатых колес, дискового тормоза и т.д.), то производится дополнительная оценка сопротивления усталости оси в сечениях, расположенных в зонах напрессовки этих деталей.

4.4.4. Расчет оси ведется исходя из эквивалентной статической нагрузки $Q_0^{экр}$ от колесной пары на рельсы (эквивалентная осевая нагрузка), в которой учитываются неравномерность распределения сил тяжести (веса) конструкции вагона по тележкам, отклонение

фактической его массы от номинального проектного значения, а также возможные нарушения регулировки рессорного подвешивания:

$$Q_0^{\text{ЭКВ}} = \frac{\eta_1 \cdot Q_T + Q_{\text{П}}}{t_T} \cdot (1 + \eta_2 + \eta_3), \quad \text{? ошибка} \quad (4.3)$$

где Q_T - номинальная проектная сила тяжести (вес) вагона, приходящаяся на наиболее нагруженную тележку; $Q_{\text{П}}$ - сила тяжести (вес) пассажиров, приходящаяся на наиболее нагруженную тележку; t_T - число осей колесных пар наиболее нагруженной тележки; η_1 - коэффициент, учитывающий производственные допуски и характеризующий отклонение фактической массы вагона от ее номинального проектного значения; η_2 - коэффициент, учитывающий разность вертикальных статических сил, действующих на рельсы от осей колесных пар наиболее нагруженной тележки; η_3 - коэффициент, учитывающий разность вертикальных статических сил, действующих на рельсы от правого и левого колес рассчитываемой оси колесной пары.

Рекомендуется принимать $\eta_1 = 1,03$; $\eta_2 = 0,03$; $\eta_3 = 0,04$.

4.4.5. В качестве расчетных напряжений в сечениях оси принимается сумма напряжений изгиба от приложенных к шейкам оси вертикальных статических сил и сил инерции, вызываемых вертикальными колебаниями надрессорного строения, вертикальных сил, передаваемых на ось от тягового привода при силе тяги в длительном режиме, динамической поперечной рамной силы и инерционных сил от вертикальных колебаний неподдрессоренных масс тележки.

4.4.6. Вертикальная статическая сила $R_{\text{ст}}$ подсчитывается по следующему выражению:

$$R_{\text{ст}} = \frac{Q_0^{\text{ЭКВ}} - (m_{\text{КП}} + m_{\text{Р}}) \cdot g}{2} + m_{\text{ш}} \cdot g, \quad (4.4)$$

где $m_{\text{КП}}$ - масса колесной пары без букс и редуктора; $m_{\text{Р}}$ - масса неподдрессоренной части редуктора; определяется как суммарная величина массы зубчатого венца, его ступицы и 2/3 значения общей массы нижней и верхней частей корпуса (вместе с массой шестерни и половиной массы муфты); $m_{\text{ш}}$ - масса консольной части оси (до круга катания); g - ускорение силы тяжести.

4.4.7. Сила инерции $R_{\text{шд}}$, возникающая при вертикальных колебаниях надрессорного строения экипажа, определяется как динамическая добавка к вертикальной статической силе и прикладывается к шейке оси. Сила инерции $R_{\text{шд}}$ принимается равной 30% верти-

кальной статической силы $R_{\text{ОШ}}$ от надрессорного строения, приходящейся на шейку оси и подсчитываемой по выражению:

$$R_{\text{ОШ}} = \frac{Q_0^{\text{ЭКВ}} - (m_{\text{КП}} + m_{\text{Р}}) \cdot g}{2} - (m_{\delta} + m_{\text{П}}) \cdot g, \quad (4.5)$$

$$R_{\text{шд}} = 0,3 R_{\text{ОШ}},$$

где m_{δ} - масса буксового узла; $m_{\text{П}}$ - половина массы пружин, опирающихся на буксу.

4.4.8. Вертикальная сила R_A , приложенная в тяговом режиме к оси от зубчатого колеса редуктора, подсчитывается по формуле (для случая напрессовки этого колеса на ось):

$$R_A = \frac{F_K \cdot D_K}{2a} \cdot \left(1 + \frac{1}{i}\right), \quad (4.6)$$

где F_K - касательная сила тяги колесной пары в длительном режиме; D_K - диаметр колеса; a - расстояние в продольном направлении от оси колесной пары до кронштейна подвески редуктора на раме тележки; i - передаточное число редуктора.

Вертикальная сила $R_{\text{л}}$, приложенная к шейке оси со стороны редуктора, для 2-осной тележки вагона равна:

$$R_{\text{л}} = \frac{\frac{F_K \cdot D_K}{i} + R_A \cdot b}{4L} + \frac{R_A \cdot c}{4l}, \quad (4.7)$$

где b и c - расстояния соответственно в продольном и поперечном направлениях между кронштейнами подвески редуктора на раме тележки; $2L$ - база тележки; $2l$ - расстояние между серединами шеек оси.

Подсчет вертикальной силы $R_{\text{п}}$, приложенной к шейке оси со стороны, противоположной редуктору, для 2-осной тележки производится по выражению:

$$R_{\text{п}} = \frac{\frac{F_K \cdot D_K}{i} + R_A \cdot b}{4L} + \frac{R_A \cdot c}{4l}, \quad \text{?} \quad (4.8)$$

4.4.9. Динамическая поперечная рамная сила $H_{\text{Р}}$ принимается равной 15% величины эквивалентной осевой нагрузки. Рамная сила и поперечная сила трения $H_{\text{ТР}}$ между колесом и рельсом уравниваются боковой силой $H_{\text{бок}}$, приложенной ко второму колесу (см. рис. 4.3).

$$\begin{aligned} H_{\text{бок}} &= H_{\text{Р}} + H_{\text{ТР}} \\ H_{\text{Р}} &= 0,15 Q_0^{\text{ЭКВ}} \\ H_{\text{ТР}} &= \mu R_2, \end{aligned} \quad (4.9)$$

где $\mu = 0,25$ - коэффициент трения между колесом и рельсом; R_2 - реакция рельса в вертикальном направлении (см. рис. 4.3).

4.4.10 Вертикальные инерционные силы от колебаний неподдресоренных масс прикладываются отдельно к шейкам, подступичной, редукторной (если редуктор неподдресорен) и средней частям оси. Ось рассматривается как твердое тело, при этом принимается, что вертикальное ускорение приложено к одному из колес, расположенному со стороны редуктора, а на противоположном колесе ускорение отсутствует. Распределение ускорений по длине колесной пары принимается по линейному закону.

Инерционные силы от неподдресоренных 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).

Вертикальное ускорение буксового узла $j_{\delta 1}$, расположенного со стороны редуктора, определяется по формуле:

$$j_{\delta 1} = (2000 + 113 \cdot V) \cdot \sqrt{\frac{1}{m_{HK}}}, \text{ м/с}^2$$

где V - конструктивная скорость; m_{HK} - масса необдресоренных частей, приходящаяся от колеса на рельс;

$$m_{HK} = \frac{1}{2} \cdot m_{KП} + m_{\delta} + m_{П} + \frac{2S - e}{2S} \cdot m_P,$$

где e - расстояние от круга катания колеса до плоскости центра масс редуктора, см рис. 4.3; m_P - масса неподдресоренной части редуктора.

Инерционная сила P_{H1} , приложенная к шейке, расположенной со стороны редуктора:

$$P_{H1} = m_{\Sigma} \cdot j_{\delta 1}, \quad (4.10)$$

где $m_{\Sigma} = m_{\delta} + m_{Ш} + m_{П}$ - масса неподдресоренных частей, относящихся к шейке оси.

Инерционная сила P_{H2} приложенная к шейке со стороны, противоположной редуктору:

$$P_{H2} = m_{\Sigma} \cdot j_{\delta 2}, \quad (4.11)$$

где $j_{\delta 2} = j_{\delta 1} \cdot \frac{l_3}{l_3 + 2S}$ - ускорение буксового узла со стороны, проти-

воположной редуктору; l_3 - расстояние от середины шейки оси до сечения III - (см. рис. 4.3).

Инерционная сила P_{K1} , приложенная к подступичной части оси, расположенной со стороны редуктора:

$$P_{K1} = m_K \cdot j_{K1}, \quad (4.12)$$

где m_K - масса колеса.

$j_{K1} = j_{\delta 1} \cdot \frac{2S}{l_3 + 2S}$ - ускорение колеса, расположенного со стороны

редуктора.

Инерционная сила P_P , приложенная к редукторной части оси:

$$P_P = m_P \cdot j_P, \quad (4.13)$$

где $j_P = j_{\delta 1} \cdot \frac{2S - e}{l_3 + 2S}$ - ускорение неподдресоренной части редуктора.

Инерционная сила P_C , приложенная к средней части оси:

$$P_C = 0,5m_C \cdot j_{K1}, \quad (4.14)$$

где m_C - масса средней части оси между кругами катания колес.

Вертикальная реакция R_1 на опоре (колесе) оси со стороны редуктора:

$$R_1 = P_{CT} + P_{ШД} + P_L + P_{H1} + P_{K1} + P_P - R_A + \frac{P_C}{2} + (P_L + P_{H1} + P_{H2} - P_{П1}) \cdot \frac{l_3}{2S} - (P_P - R_A) \cdot \frac{e}{2S} + P_C \cdot \frac{l_5}{2S} + H_P \cdot \frac{D_K}{4S}, \quad (4.15)$$

где $l_5 = \frac{S}{3}$ - расстояние от среднего сечения оси до места приложения силы P_C , м.

Вертикальная реакция R_2 на опоре (колесе) оси со стороны, противоположной редуктору:

$$R_2 = P_{CT} + P_{ШД} + P_{П1} - P_{H2} + \frac{P_C}{2} + (P_{П1} - P_L - P_{H1} - P_{H2}) \cdot \frac{l_3}{2S} + (P_P - R_A) \cdot \frac{e}{2S} - P_C \cdot \frac{l_5}{2S} - H_P \cdot \frac{D_K}{4S}, \quad (4.16)$$

4.4.12. Изгибающий момент M_1 в сечении I-I оси:

$$M_1 = (P_{CT} + P_{ШД} + P_L + P_{H1}) \cdot l_1, \quad (4.17)$$

где l_1 - расстояние от середины шейки оси до сечения I-I.

Изгибающий момент M_{II} в сечении II-II оси,

$$M_{II} = (P_{CT} + P_{ШД} + P_L + P_{H1}) \cdot l_2, \quad (4.18)$$

где l_2 - расстояние от середины шейки оси до сечения II-II.

Изгибающий момент M_{III} в сечении III-III оси:

$$M_{III} = (P_{CT} + P_{ЩД} + P_L + P_{HI}) \cdot l_3 + \frac{H_{БЮК} D_K}{2} \quad (4.19)$$

Изгибающий момент M_{IV} в сечении IV-IV оси:

$$M_{IV} = l_4 (P_{CT} + P_{ЩД} + P_L + P_{HI}) + (P_{KI} - R_1) \cdot (l_4 - l_3) + (P_P - R_A) \cdot (l_4 - l_3 - e) + \frac{H_{БЮК} D_K}{2} \quad (4.20)$$

где l_4 - расстояние от середины шейки оси до сечения IV-IV.

Изгибающий момент M_V в сечении V-V оси:

$$M_V = (P_{CT} + P_{ЩД} + P_{II} - P_{H2}) \cdot (S + l_3 + l_5) - R_2 \cdot (S + l_5) + \frac{H_{ТР} D_K}{2} \quad (4.21)$$

4.4.13. Расчетное напряжение в i -ом сечении оси ($i=I, II, III, IV, V$):

$$(\sigma_P)_i = \frac{M_i}{W_i} \quad (4.22)$$

где M_i - изгибающий момент в i -ом сечении оси;

$W_i = \frac{\pi \cdot d^3}{32}$ - момент сопротивления i -ого сечения оси; d_i диаметр i -го сечения.

4.4.14. При оценке сопротивления усталости оси по выражению (4.2) пределы выносливости σ_{-1D} в расчетных сечениях принимаются по результатам натурных испытаний осей на выносливость. При отсутствии экспериментальных данных рекомендуются для накатанных осей значения пределов выносливости, приведенные в табл. 4.3.

Таблица 4.3

Пределы выносливости оси в расчетных сечениях

Предел выносливости	С Е Ч Е Н И Я				
	I-I	II-II	III-III	IV-IV	V-V
$MПа$					
σ_{-1D}	150	150	140	150	180

4.4.15. Если конструкция и технология изготовления осей в значительной степени отличаются от применяемых, которым соответствуют данные табл. 4.3, а также при оценке сопротивления усталости других сечений оси (п.4.4.3), предел выносливости рекомендуется определять по формуле:

$$\sigma_{-1D} = \frac{K_V \cdot K_{\alpha\sigma}}{K_{\sigma} \cdot K_P} \cdot \sigma_{-1} \quad (4.23)$$

где σ_{-1} - предел выносливости гладкого лабораторного образца (диаметром 7,5 мм) из материала оси при изгибе; $K_{\alpha\sigma}$ - коэффициент, учитывающий влияние абсолютных размеров поперечного сечения оси; K_V - коэффициент влияния поверхностного упрочнения; для накатанных роликом поверхностей принимать равным 1,3; K_{σ} - эффективный коэффициент концентрации напряжений в галтелях.

$$K_{\sigma} = 1 + q_{\sigma} \cdot (\alpha_{\sigma} - 1) \quad (4.24)$$

где 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 напесковки; определяется в зависимости от величины контактного давления P'_K , которое вычисляется по формуле:

$$P'_K = \frac{\delta}{d'} \cdot \left[\frac{\chi}{E} \cdot (1 - \nu) + \frac{1}{E} \cdot \left(\frac{1 + \gamma^2}{1 - \gamma^2} + \nu \right) \right]^{-1} \quad (4.25)$$

где E - модуль упругости сопрягаемых деталей; ν - коэффициент Пуассона ($\nu=0,3$); δ - натяг (определяется по разности диаметров сопрягаемых деталей); d' - диаметр сопряжения; γ - отношение диаметра сопряжения к наружному диаметру охватывающей детали; χ - поправочный коэффициент; определяется в зависимости от отношения длины охватывающей детали к посадочному диаметру.

Коэффициенты $K_{\alpha\sigma}$, α_{σ} , q_{σ} , K_P , χ определяются по соответствующим графикам на рис. 4.4 (а-г); вспомогательные размеры, необходимые для определения этих коэффициентов, показаны на рис. 4.4е.

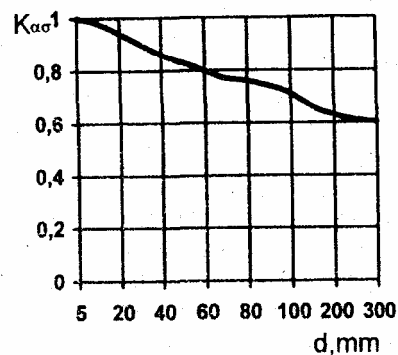
4.4.16. Величина минимально допустимого коэффициента запаса сопротивления усталости $[n]$ оси колесной пары принимается равной:

- для шейки оси - 1,9;
- для подступичной и заредукторной частей оси - 1,3.

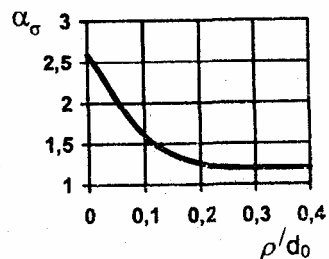
Указанные минимальные допустимые коэффициенты запаса сопротивления усталости относятся только к приведенной в настоящем разделе методике расчета и положенных в ее основу расчетных схем.

4.4.17. Оси поддерживающих колесных пар должны рассчитываться по методике, изложенной в "Нормах для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных)", 1996г., при установленных указанными нормами минимально допустимых коэффициентов запаса сопротивления усталости для осей пассажирских вагонов.

Графики для определения коэффициентов $K_{\alpha\sigma}$, α_σ , q_σ , K_P , χ .

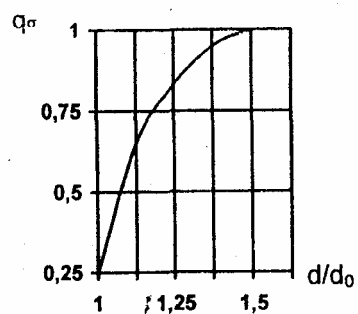


а)

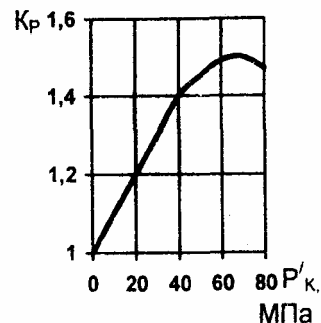


б)

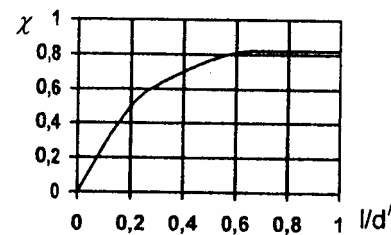
Для сталей с пределом прочности $\sigma_B = 400 \div 500$ МПа



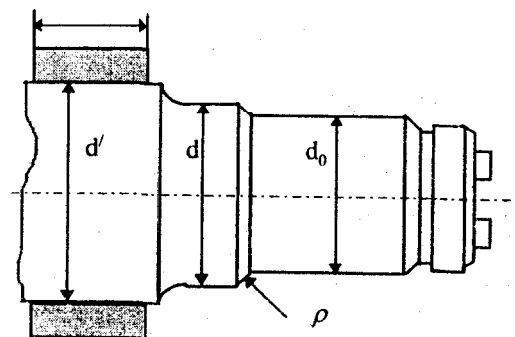
в)



г)



д)



е)

Рис. 4.4

4.5. Выбор и расчет подшипников качения колесно-моторных блоков моторвагонного подвижного состава.

4.5.1. При проектировании подшипниковых узлов колесно-моторных блоков (КМБ) подвижного состава (буks колесных пар, тяговых электродвигателей и тяговых редукторов) в целях обеспечения достаточной надежности и работоспособности подшипников качения (далее - подшипников) руководствоваться следующими основными положениями.

4.5.1.1. При выборе типа, конструкции и габаритных размеров подшипников необходимо учитывать: величину, характер приложения и направление нагрузки, частоту вращения одного из колес, тип смазки, необходимую долговечность, допускаемую осевую грузоподъемность, специфические требования к узлу и условиям его эксплуатации.

4.5.1.2. Все подшипники, применяемые в узлах КМБ, должны соответствовать требованиям Технических условий ТУ 37.006.048-73 "Подшипники качения для железнодорожного подвижного состава".

При установке подшипников класса точности выше нормального (например, класса 6) они также не должны противоречить требованиям данных ТУ. Постановка в узлы подшипников классов точности ниже нормального, а также категории С (по ТУ 37.006.154-87), не допускается.

В осевых моноблочных редукторах дизель-поездов и автомоторис допускается применение подшипников соответствующих требованиям ГОСТ-520 нормального или более высокого класса точности.

4.5.1.3. В качестве основного типа подшипников в узлах КМБ рекомендуется применять радиальные роликовые подшипники с короткими цилиндрическими роликами, как обладающие большой радиальной грузоподъемностью и быстроходностью, более удобными при производстве монтажно-демонтажных работ и рядом технико-экономических преимуществ в сравнении с другими типами подшипников.

4.5.1.4. Для буксовых подшипников с короткими цилиндрическими роликами, как правило, должны применяться массивные латунные сепараторы беззаклепочной конструкции; для сферических двухрядных роликовых подшипников - гребешковые или штампованные латунные сепараторы.

В подшипниках тяговых электродвигателей с короткими цилиндрическими роликами и сепараторами из латуни или бронзы должна применяться клепанная массивная конструкция сепаратора, гарантированно центрирующаяся по роликам.

В узлах тяговых редукторов рекомендуется применение роликовых подшипников с короткими цилиндрическими роликами или сферических двухрядных роликовых подшипников с латунной конструкцией сепаратора. При применении подшипников с короткими цилиндрическими роликами преимущественными являются латунные беззаклепочные сепараторы. В узлах малой шестерни могут быть применены также и массивные латунные или бронзовые сепараторы, центрируемые по роликам.

4.5.1.5. В узлах КМБ рекомендуется применение подшипников следующих групп радиальных зазоров: в буксовых узлах - 3; в тяговых электродвигателях - 8 или 9 (в зависимости от конструкции и условий эксплуатации тягового электродвигателя); тягового редуктора - 2,7,8 (для подшипников с короткими цилиндрическими роликами в зависимости от конструкции узла и габаритных размеров подшипника) и 3, 4 (для сферических подшипников).

4.5.1.6. Конструкция подшипниковых узлов должна обеспечивать возможность добавления смазки в процессе эксплуатации непосредственно в подшипники без разборки узла. В тяговых электродвигателях необходимо предотвращать прохождение через подшипники воздуха охлаждающего якоря, а также предусматривать возможность сброса излишней и отработанной смазки. В тяговых редукторах необходимо применять меры, предупреждающие попадание смазки из зубчатой передачи в подшипники.

Уплотнения подшипниковых узлов должны обеспечивать защиту подшипников от проникновения в них воды, песка и других примесей.

В случае использования лабиринтных уплотнений целесообразно применение многокамерных уплотнений (4-6 камер) с минимально возможными радиальными зазорами (желательно $0,3 \div 0,5$ мм). Внешний вход в лабиринтное уплотнение необходимо выполнять на большем диаметре.

Не следует допускать выхода вращающейся части уплотнения наружу относительно крышки узла. Следует предусматривать возможность сброса наружу попавшей в уплотнение воды и смазки извне или из других узлов.

4.5.1.7. В целях обеспечения максимальной долговечности буксовых подшипников не рекомендуется применять центральное верхнее (потолочное) нагружение буксы.

Корпус буксы рекомендуется выполнять достаточно жестким, чтобы обеспечить при статической нагрузке угол зоны нагружения роликов подшипников порядка 140° - 160° и плавное нарастание нагрузки на ролики по закону распределения близкому косинусоидальному, без провалов и местных перегрузок.

Прочность и жесткость корпуса буксы рекомендуется определять с использованием современных расчетных методов или экспериментально при его натурных испытаниях.

В случае постановки в корпусе буксы двух одинаковых роликовых подшипников при выборе допусков элементов буксового узла и его конструкции необходимо обеспечить равномерное распределение вертикальной нагрузки между двумя подшипниками в буксе с учетом изгибной деформации оси, деформации рессор и др. Неравномерность распределения нагрузки между двумя подшипниками не должна быть более 10% от средней величины статической нагрузки.

4.5.1.8. При проектировании узлов КМБ и разработке технологии их изготовления необходимо обеспечивать возможно меньшие перекосы подшипников. В целях снижения чувствительности подшипников к перекосам, подшипники с цилиндрическими и кониче-

скими роликами, должны иметь выпуклую форму образующей роликов (бомбина, модифицированный контакт).

В целях уменьшения возможных перекосов разность радиальных зазоров двух подшипников, установленных в одной буксе, не должна превышать 0,03 мм, а для подшипников, установленных с двух сторон тягового электродвигателя, не должна превышать 0,05 мм (при различии посадочных диаметров внутренних колец двух подшипников в пределах 20 мм). При большем различии посадочных диаметров допускается увеличение допуска на разность радиальных зазоров, однако, эта разность не должна превышать 0,10 мм.

Разность радиальных зазоров для подшипников тяговых редукторов не должна быть более 0,02 мм на 100 мм расстояния между серединами парных подшипников.

Перекося якорных подшипников тяговых электродвигателей от упругого прогиба вала не должен превышать для тягового режима предельного по сцеплению:

- для двигателей с односторонней передачей при посадке ведущей шестерни на хвостовик вала:

для стороны противоположной приводу (ПП) - $(4,5 \div 5,5)10^{-4}$ рад;

для стороны привода (СП) - $(8,0 \div 10,0)10^{-4}$ рад;

- для двигателей, где ведущая шестерня отделена от вала якоря - $(2,0 \div 3,0)10^{-4}$ рад.

Во всех случаях предпочтение следует отдавать нижним значениям норм.

При назначении допусков на обработку деталей, сопряженных с подшипниками, и разработке технологии их обработки необходимо обеспечивать максимальное снижение перекося колец подшипников, руководствуясь требованиями ГОСТ 3325-85.

4.5.1.9. В случае применения в узлах КМБ в дополнение к цилиндрическим роликовым подшипникам радиального (а также радиально-упорного или упорного) шарикового подшипника для восприятия осевых нагрузок, необходимо его полностью освободить от восприятия радиальной силы путем обеспечения гарантированного зазора между наружным кольцом и корпусом буксы, щитом или крышкой.

4.2.1.10. Не рекомендуется применять болты диаметром менее 16 мм из стали с пределом текучести менее 300 Н/мм² для крепления крышек подшипниковых узлов, подшипниковых щитов и торцовых шайб.

4.5.2. При выборе типа и размеров подшипников производить расчет их номинальной долговечности, исходя из 90% надежности их работы без появления признаков контактной усталости металла на рабочих поверхностях колец и роликов.

Величины коэффициентов X и Y определяются внутренней конструкцией подшипников и зависят от величины осевой нагрузки и ее отношения к радиальной нагрузке. Значения коэффициентов X и Y приведены в справочнике-каталоге [6].

V - коэффициент вращения (при вращении внутреннего кольца относительно направления нагрузки V=1, а в случае вращения наружного кольца V=1,2); K_Б - коэффициент безопасности, учитывающий динамические условия работы подшипника; K_Т - температурный коэффициент (при рабочей температуре подшипника ниже 100 °С K_Т=1).

Для роликовых подшипников с короткими цилиндрическими роликами, воспринимающих небольшие по сравнению с радиальной нагрузкой осевые нагрузки как правило, непостоянно действующие, эквивалентная нагрузка определяется зависимостью:

$$P = F_r \cdot V \cdot K_B \cdot K_T \quad (4.29)$$

Для упорных шариковых или роликовых подшипников эквивалентная нагрузка определяется выражением:

$$P = F_A \cdot K_B \cdot K_T \quad (4.30)$$

4.5.3.2. Для буксовых узлов подвижного состава эквивалентную нагрузку на подшипник вычислять по формулам 4.29 (для цилиндрических подшипников) и 4.28 (для других типов подшипников). Коэффициент безопасности, учитывающий динамические условия нагружения буксовых подшипников, принимать равным K_Б=1,3 ÷ 1,35 для прицепных и K_Б=1,35 ÷ 1,4 для моторных вагонов.

Статическую радиальную нагрузку F_r на один буксовый роликовый подшипник определять по формуле:

$$F_r = \frac{P_0 - q}{n} \quad (4.31)$$

где P₀ - сила тяжести (вес), передаваемая колесной парой на рельсы (определять при числе пассажиров, равном 150% от числа мест для сидения); n - количество роликовых подшипников на оси, воспринимающих радиальную нагрузку (в двух буксах); q - сила тяжести (вес) необрессоренных частей, приходящаяся на одну ось:

$$q = q_{кп} + q_r + q_g$$

здесь q_{кп} - сила тяжести (вес) колесной пары; q_r - сила тяжести (вес) необрессоренной части редуктора (см. п. 4.4.6); q_г - сила тяжести (вес) деталей, не передающих нагрузку на подшипники (внутренние и упорные кольца подшипников двух букс, лабиринтные кольца, торцовые гайки или шайбы, дистанционные кольца, шариковые подшипники при их наличии);

4.5.3.3. Определение эквивалентных нагрузок подшипников тяговых электродвигателей и тяговых редукторов моторвагонного

подвижного состава, с учетом переменного режима работы, производить согласно Приложениям 1 и 2. При расчете эквивалентных нагрузок на подшипники моноблочных осевых редукторов дизель-поездов и автотрис допускается применение других методик, полученных на основе использования методов общего машиностроения.

4.5.4. Подшипники роликовые с короткими цилиндрическими роликами, воспринимающие помимо радиальной и осевую нагрузку (направленную вдоль оси колесной пары) торцами роликов и бортами колец, подлежат проверке на соответствие допускаемой осевой грузоподъемности действующим осевым силам.

4.5.4.1. Допускаемая осевая грузоподъемность подшипников с короткими цилиндрическими роликами определяется по формуле:

$$A_{\text{доп}} = \frac{K_1 \cdot C_0 \cdot 10^4}{n \cdot (d + D)} - K_2 \cdot P \quad (4.32)$$

где $A_{\text{доп}}$ - максимально допускаемая осевая грузоподъемность; C_0 - статическая грузоподъемность (значения C_0 для стандартных подшипников берется из справочника-каталога [3], для нестандартных и опытных - по данным завода-изготовителя или вычисляется по ГОСТ 18854-82); n - частота вращения, об/мин; D, d - соответственно наружный и внутренний диаметры подшипника, мм; P - радиальная нагрузка на подшипник; K_1, K_2 - эмпирические коэффициенты, составляющие при применении пластичной смазки - $K_1=0,6$; $K_2=0,3$; жидкой смазки - $K_1=2$, $K_2=0,1$.

4.5.4.2. Для оценки допускаемой осевой грузоподъемности выбранных подшипников по формуле (4.32) строится кривая $A_{\text{доп}}=f(n)$ для всего диапазона частот его вращения. На график также необходимо нанести величины осевой нагрузки, ожидаемые в эксплуатации, полученные расчетным путем на стадии проектирования КМБ. Фактические условия нагружения подшипников в дальнейшем должны быть уточнены замером нагрузок при стендовых испытаниях узла или приемочных испытаниях опытного образца подвижного состава.

4.5.4.3. В случае применения подшипников с короткими цилиндрическими роликами в буксовом узле (для тележек, имеющих упругую связь с рамой) расчетные значения действующих осевых сил рекомендуется принимать равными:

$A_1=0,075P$ - горизонтальная осевая нагрузка, действующая на один подшипник и возникающая при движении подвижного состава с максимальной конструкционной скоростью в прямых участках пути; $A_2=0,10P_0$ - горизонтальная осевая нагрузка, действующая на один подшипник и возникающая при движении подвижного состава с

максимальной конструкционной скоростью при вписывании в кривые.

4.5.4.4. Если выбранные подшипники по осевой грузоподъемности не соответствуют действующим осевым нагрузкам, то данный тип подшипника необходимо заменить или другим типом подшипника (двухрядным сферическим, коническим) или установкой дополнительного шарикового подшипника.

В качестве основного типа дополнительного шарикового подшипника рекомендуется применять радиальный однорядный с углом контакта не менее 15° с центрированием (посадкой) по шейке оси и обеспечением технологически правильного его демонтажа при ремонте.

5. ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ И ПРИМЕНЯЕМЫЕ МАТЕРИАЛЫ

5.1. Допускаемые напряжения для элементов экипажной части МВПС устанавливаются с учетом статической, вибрационной и ударной прочности материала этих элементов, а также его энергоемкости, свариваемости, чувствительности к концентрации напряжений, коррозионной стойкости.

Справочные данные по основным характеристикам металлов, применяемых в вагонеостроении, приведены в Приложении 3.

5.2. Для металлических деталей экипажа, рассчитываемых в соответствии с настоящими Нормами, допускаемые напряжения рекомендуется принимать по таблице 5.1.

5.3. В основных несущих сварных элементах экипажа МВПС должны применяться малоуглеродистые или низколегированные спокойные стали.

К этим элементам относятся:

- несущие элементы рамы кузова (хребтовые, боковые, шкворневые, продольные и поперечные балки, узлы крепления автосцепок);
- рамы тележек, надрессорные балки, несущие элементы ресорного подвешивания, крепления тяговых двигателей и редукторов;
- элементы связи кузова с тележкой;
- несущие элементы рычажной передачи;
- воздушные резервуары.

Применение кипящей и полуспокойной стали в этих элементах не допускается.

Для тонкостенной обшивки кузова допускается применение нержавеющей и низколегированной стали, а также кипящей малоуглеродистой стали.

В остальных элементах конструкции допускается применение других марок сталей по ГОСТ 380-88 и ГОСТ 1050-88 с учетом степени ответственности и условий работы этих элементов.

5.4. Применение для изготовления ответственных несущих элементов экипажной части МВПС сталей новых марок или иных материалов допускается по согласованию с заказчиком при условии ответственности предлагаемых марок прокатной стали "Основным техническим требованиям к перспективной прокатной стали для несущих сварных конструкций подвижного состава" (МПС, Минтяжмаш, 1977), а для литых сталей результатам испытаний по согласованной методике, при этом рекомендуется применять литые стали с содержанием углерода не более 0,23%.

Величины допускаемых расчетных напряжений для новых материалов устанавливаются исходя из:

- для I режима - соотношения пределов прочности и текучести, статических и ударных разрушающих сил и т.п.;
- для II режима - соотношения пределов выносливости при вибрационных и повторно-ударных нагрузках, коррозионной стойкости, чувствительности к концентрации напряжений и т.п.

Применение новых материалов должно быть обосновано экономически и обеспечено технологической подготовкой производства.

5.5. Для изготовления амортизирующих элементов, прокладок (виброизолирующих и уплотнительных) и др. должны использоваться резины, обладающие регламентированными свойствами. Оценка работоспособности резин производится по допускаемым напряжениям и деформациям. Допускаемые напряжения и относительные деформации для резин различных марок приведены соответственно в табл. 5.2 и 5.3.

Рекомендуемые марки резин приведены в табл. П.4.1, П.4.2 Приложения 4.

По согласованию с заказчиком допускается использовать другие марки резин, обладающих необходимой работоспособностью в конструкции МВПС.

Расчет резиновых и резинометаллических деталей рекомендуется производить в соответствии со справочными материалами книги:

П.И. Аброскин, Д.Г. Белогорский, Б.Р. Бондаренко и др. "Магистральные электровозы". Механическая часть электровозов. Изд-во "Машиностроение", М., 1967, с. 93 - 99.

Для элементов конструкции, изготавливаемых из дерева, допускаемые напряжения приведены в табл. 5.4. Основные механические свойства некоторых видов древесины, древесных плит, фанеры и полимерных материалов приведены соответственно в табл. П.4.3, П.4.4 и П.4.5 Приложения 4.

Допускаемые напряжения, МПа

Обозначения в таблице:
 $[\sigma]$ - допускаемые напряжения растяжения-сжатия и изгиба; $[\tau_{CP}]$ - допускаемые напряжения среза;
 $[\sigma_{CM}]$ - допускаемые напряжения смятия; σ_T - предел текучести

Хребтовая и шкворневая балки рамы кузова

Вид, класс прочности и марка материала	I режим			II режим		
	$[\sigma]$	$[\tau_{CP}]$	$[\sigma_{CM}]$	$[\sigma]$	$[\tau_{CP}]$	$[\sigma_{CM}]$
1	2	3	4	5	6	7
Стальной прокат						
295				190	110	265
09Г2, 09Г2С	$0.9\sigma_T$	$0.55\sigma_T$	$1.2\sigma_T$			
325				195	120	290
09Г2С, 14Г2, 15ГФ, 15ХСНД, 10Г2С1	$0.9\sigma_T$	$0.55\sigma_T$	$1.2\sigma_T$			
345				210	130	310
09Г2С, 15ГФ, 10ХНДП, 15ХСНД, 10Г2С1	$0.9\sigma_T$	$0.55\sigma_T$	$1.2\sigma_T$			
375				230	135	340
10Г2Б, 14Г2АФ, 15ГФ	$0.9\sigma_T$	$0.55\sigma_T$	$1.2\sigma_T$			
390				240	140	345
12Г2Б, 10ХСНД, 15Г2СФ	$0.9\sigma_T$	$0.55\sigma_T$	$1.2\sigma_T$			
440				260	160	400
16Г2АФ	$0.9\sigma_T$	$0.55\sigma_T$	$1.2\sigma_T$	155	95	215
Ст3, сталь 20, сталь 16Д	$0.9\sigma_T$	$0.55\sigma_T$	$1.2\sigma_T$			

Продолжение таблицы 5.1

Хребтовая и шкворневая балки рамы кузова

1	2	3	4	5	6	7
Прокат из алюминиевых сплавов листы и профили						
АМг5, АМг5М	$0.85\sigma_T$	$0.5\sigma_T$	-	80	50	-
АМг6, АМг6М	$0.85\sigma_T$	$0.5\sigma_T$	-	90	55	-
1915	$0.85\sigma_T$	$0.5\sigma_T$	-	110	65	-
Плиты						
АМг5	$0.85\sigma_T$	$0.5\sigma_T$	-	70	45	-
АМг6	$0.85\sigma_T$	$0.5\sigma_T$	-	80	50	-
1915	$0.85\sigma_T$	$0.5\sigma_T$	-	100	60	-
Металл шва при ручной дуговой сварке электродами марок Э42А, Э46А, Э50А, а также при автоматической и полуавтоматической сварке под слоем флюса или в среде защитного газа (CO ₂ и др.) сварочной проволокой 08Г2С и других проверенных марок	$0.85\sigma_T$	$0.55\sigma_T$	-	$0.6\sigma_T$	$0.4\sigma_T$	-

Хребтовая и шкворневая балки рамы кузова

1	2	3	4	5	6	7
Заклепка нормальной точности по ГОСТ 10304-80						
-из Ст3	-	155	350	-	120	250
-из стали 09Г2	-	170	380	-	150	280
Болты по ГОСТ 24705-81 -нормальной точности, класса прочности по ГОСТ 1759.4-87						
3.6	190	-	310	135	-	200
5.8	240	-	350	160	-	220
- повышенной точности (для отверстий из-под развертки), класса прочности по ГОСТ 1759.4-87						
3.6	210	160	350	145	120	250
5.8	270	180	390	170	140	300

16

Элементы кузова, за исключением хребтовой и шкворневой балок

1	2	3	4	5	6	7
Стальной прокат						
295						
09Г2, 09Г2С	0.95 σ_T	0.6 σ_T	1.3 σ_T	195	115	280
325						
09Г2С, 14Г2, 15ГФ, 15ХСНД, 10Г2С1	0.95 σ_T	0.6 σ_T	1.3 σ_T	205	125	305
345						
09Г2С, 15ГФ, 10ХНДП, 15ХСНД, 10Г2С1	0.95 σ_T	0.6 σ_T	1.3 σ_T	220	135	325
375						
10Г2Б, 14Г2АФ, 15ГФ	0.95 σ_T	0.6 σ_T	1.3 σ_T	240	140	355
390						
12Г2Б, 10ХСНД, 15Г2СФ	0.95 σ_T	0.6 σ_T	1.3 σ_T	250	150	370
440						
16Г2АФ	0.95 σ_T	0.6 σ_T	1.3 σ_T	270	165	400
Ст3, 20, 15, 16Д	0.95 σ_T	0.6 σ_T	1.2 σ_T	165	100	245
Ст5, 30	0.95 σ_T	0.6 σ_T	1.2 σ_T	185	110	270
12Х18Н10Т, 10Х14Г14Н4Т	0.95 σ_T	0.6 σ_T	1.2 σ_T	200	120	270
65,65Г	Закалка с отпуском	0.95 σ_T	0.65 σ_T	-	500	350
55С2, 55С2А, 60С2		0.95 σ_T	0.65 σ_T	-	700	550
60С2ХФА		0.95 σ_T	0.65 σ_T	-	950	700

26

Элементы кузова, за исключением хребтовой и шкворневой балок

1	2	3	4	5	6	7
Стальные отливки						
20ГЛ	$0.9\sigma_T$	$0.6\sigma_T$	$1.2\sigma_T$	150	90	240
20ФЛ нормализация	$0.9\sigma_T$	$0.6\sigma_T$	$1.2\sigma_T$	155	95	245
20Г1ФЛ	$0.9\sigma_T$	$0.6\sigma_T$	$1.2\sigma_T$	165	100	250
20Г1ФЛ закалка	$0.9\sigma_T$	$0.6\sigma_T$	$1.2\sigma_T$	200	125	300
30ГСЛ, 32Х06Л с	$0.9\sigma_T$	$0.6\sigma_T$	$1.2\sigma_T$	270	160	400
30ГХСФЛ отпуск	$0.9\sigma_T$	$0.6\sigma_T$	$1.2\sigma_T$	330	190	500
Прокат из алюминиевых сплавов листы и профили						
АМг5, АМг5М	$0.9\sigma_T$	$0.55\sigma_T$	-	90	55	-
АМг6, АМг6М	$0.9\sigma_T$	$0.55\sigma_T$	-	115	60	-
1915	$0.9\sigma_T$	$0.55\sigma_T$	-	130	75	-
Плиты						
АМг5	$0.9\sigma_T$	$0.55\sigma_T$	-	80	50	-
АМг6	$0.9\sigma_T$	$0.55\sigma_T$	-	95	55	-
1915Т	$0.9\sigma_T$	$0.55\sigma_T$	-	120	70	-

Элементы кузова, за исключением хребтовой и шкворневой балок

1	2	3	4	5	6	7
Металл шва при ручной дуговой сварке электродами марок Э42А, Э46А, Э50А, а также при автоматической и полуавтоматической сварке под слоем флюса или в среде защитного газа (СО ₂ и др.) сварочной проволокой 08Г2С и других проверенных марок	$0.9\sigma_T$	$0.6\sigma_T$	-	$0.55\sigma_T$	$0.4\sigma_T$	-
Металл шва при контактной и шовной сварке						
-однорядное соединение	-	$0.55\sigma_T$	-	-	$0.4\sigma_T$	-
-многорядное соединение	-	$0.4\sigma_T$	-	-	$0.3\sigma_T$	-
Заклепка нормальной точности по ГОСТ 10304-80						
-из Ст3	-	160	350	-	125	260
-из стали 09Г2	-	180	400	-	155	300

Продолжение таблицы 5.1
Элементы кузова, за исключением хребтовой и шкворневой балок

	1	2	3	4	5	6	7
Болты по ГОСТ 24705-81 -нормальной точности, класса прочности по ГОСТ 1759.4-87 3,6 5,8 -повышенной точности (для отверстий из-под развертки), класса прочности по ГОСТ 1759.4-87 3,6 5,8		190 250	- -	320 370	140 180	- -	210 260
		220 380	165 190	360 400	150 180	125 150	260 310

95

Продолжение таблицы 5.1
Элементы тележки, за исключением колесных пар и тягового привода

Вид, класс прочности, марка материала	IIa и IIб режимы		
	[σ]	[r_{CP}]	[σ_{CM}]
1	2	3	4
Стальной прокат			
295			
09Г2, 09Г2С	180	105	250
325			
09Г2С, 15ГФ, 15ХСНД	190	115	275
345			
09Г2С, 15ГФ, 15ХСНД	205	125	300
Ст3, 20, 16Д	150	90	200
Ст5, 30	170	100	230
55С2, 55С2А, 60С2 закалка с	700	550	-
60С2ХФА отпуск	950	700	-
Стальные отливки			
20Л, 25Л	120	75	160
20ГЛ нормализация	140	85	220
20ФЛ	145	85	230
20Г1ФЛ	150	90	235
Металл шва при ручной дуговой сварке электродами Э42А, Э46А, Э50А, а также при автоматической и полуавтоматической сварке под слоем флюса или в среде защитного газа (СО и др.) сварочной проволокой 08Г2С и других проверенных марок	0,55 σ_T	0,4 σ_T	-
Заклепки нормальной точности по ГОСТ 10304-80			
- из Ст3	-	115	240
- из стали 09Г2	-	145	270

96

Продолжение таблицы 5.1

Элементы тележки, за исключением колесных пар и тягового привода

1	2	3	4
Болты по ГОСТ 24705-81 - нормальной точности класса прочности по ГОСТ 1759.4-87			
3.6	130	-	190
5.8	160	-	210
- повышенной точности (для отверстий из-под развертки) класса прочности по ГОСТ 1759.4-87			
3.6	140	115	240
5.8	165	135	290

Детали тормоза

Вид, класс прочности, марка материала	При максимальном усилии на штоке поршня тормозного цилиндра		
	[σ]	[τ_{CP}]	[σ_{CM}]
1	2	3	4
Стальной прокат			
295			
09Г2, 09Г2С	170	110	200
325			
09Г2С, 10Г2С1, 14Г2, 15ГФ, 15ХСНД	180	115	220
345			
09Г2С, 10Г2С1, 15ГФ, 17ГС, 15ХСНД	200	120	100
	145	85	150
	160	95	170
Ст3, 15, 20, 16Д	? 650	? 450	-
Ст5, 30	650	500	-
65, 65Г	900	650	-
55С2, 55С2А, 60С2			
60С2ХФА			
Стальные отливки			
20Л, 25Л	115	70	155
20ГЛ	135	80	215
20ФЛ	140	80	225
20Г1ФЛ	145	85	230

Продолжение таблицы 5.1

Детали тормоза

1	2	3	4
Металл шва при ручной дуговой сварке электродами Э42А, Э46А, Э50А, а также при автоматической и полуавтоматической сварке под слоем флюса или в среде защитного газа (СО ₂ и др.) сварочной проволокой 08Г2С и других проверенных марок	0,5 σ_T	0,35 σ_T	-
Заклепки нормальной точности по ГОСТ 10304-80			
- из Ст3	-	110	235
- из стали 09Г2	-	140	265
Болты по ГОСТ 24705-81			
- нормальной точности класса прочности по ГОСТ 1759.4-87			
3.6	125	-	185
5.8	155	-	200
- повышенной точности (для отверстий из-под развертки) класса прочности по ГОСТ 1759.4-87			
3.6	135	110	235
5.8	160	130	285

Примечания к таблице 5.1.

1. Для марок сталей и сплавов, не указанных в таблице, допускаемые напряжения принимаются в соответствии с п.5.4.

2. Допускаемые напряжения для марок сталей с гарантированным содержанием меди (09Г2Д, 09Г2СД и др.) следует принимать равными допускаемым напряжениям для исходных марок сталей (09Г2, 09Г2С и др.).

3. Для случаев, не указанных в таблице, допускаемые напряжения на срез принимаются равными 0,6 от допускаемых напряжений при растяжении.

4. Допускаемые напряжения для сварных швов определяются по нормативному (ГОСТ, ТУ) пределу текучести металла шва, либо по пределу текучести, полученному по результатам технологических проб.

При расчетах допускается использование данных по сварке деталей аналогов.

5. Допускаемые напряжения в таблице 5.1 указаны для заклепок с круглой головкой. Для заклепок с потайными головками допускаемые напряжения понижаются на 20% , с полупотайными - на 15% .

При нахлесточном одностороннем соединении деталей, а также при соединении двух деталей через промежуточную деталь (например, через одностороннюю накладку), допускаемые напряжения по табл. 5.1 в заклепках и болтах понижаются на 10% .

6. Допускаемые напряжения для болтов даны с учетом напряжений от предварительной затяжки.

7. Для элементов кузовов из низколегированных сталей при расчетах с применением современных методов (МКЭ, метод супер-элементов, метод модуль-элементов и т.д.) допускаемые напряжения по I режиму разрешается увеличивать на 5% .

8. Допускаемые напряжения (пределы выносливости и нормативные величины коэффициента запаса сопротивления усталости) для осей колесных пар принимаются по п.п.4.4.14 - 4.4.16, для элементов тягового привода - по п.4.3.6.

9. Допускаемые напряжения $[\sigma]$ по I режиму при испытаниях подвижного состава принимаются равными пределу текучести материала, за исключением напряжений для болтов.

Таблица 5.2

Марка резины	Допускаемые напряжения для амортизационных резин			Допускаемые напряжения, МПа					
	Статическое нагружение			Ударное кратковременное			Динамическое нагружение		
	сжатие	параллельный сдвиг	сдвиг с кручением	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*	1.8*

Примечания. 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 5.3

Марка резины	Допускаемые относительные деформации амортизационных резин										
	Допускаемые деформации					Динамическое нагружение					
	Статическое нагружение		Ударное кратковременное		Длительное циклическое			Ударное кратковременное		Динамическое нагружение	
сжатие	параллельный сдвиг	сдвиг с кручением	сжатие	параллельный сдвиг	сдвиг с кручением	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	0.20	0.20	0.15	0.18
7-ИРП-1346	0.30	0.18	0.20	0.20	0.15	0.18	0.15	0.18	0.15	0.12	0.15
7-6621	0.30*	0.15*	0.20*	0.20*	0.15*	0.18*	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	0.20	0.18	0.12	0.20
7-ИРП-1347	0.25	0.19	0.18	0.18	0.15	0.15	0.15	0.15	0.15	0.10	0.15
7-6620	0.25*	0.18*	0.18*	0.18*	0.15*	0.15*	0.15*	0.15*	0.15*	0.10*	0.15*
7-4611	0.20	0.15	0.18	0.18	0.15	0.15	0.15	0.15	0.10	0.10	0.15
7-7842	0.25	0.18	0.20	0.20	0.18	0.18	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*	0.15*	0.15*	0.10*	0.08*	0.10*
7-2462	0.20	0.08	0.18	0.15	0.10	0.12	0.10	0.12	0.10	0.08	0.10
7-ИРП-1348	0.18	0.06	0.15	0.12	0.08	0.10	0.10	0.08	0.10	0.06	0.10
7-6700	0.18*	0.06*	0.15*	0.12*	0.08*	0.10*	0.08*	0.10*	0.10*	0.06*	0.08*

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

Таблица 5.4

Допускаемые напряжения для деревянных деталей, МПа

Вид, по рода (марка) материала	II режим		
	изгиб и сжатие вдоль волокна [σ]	срез поперек волокна [τ _{ср}]	смятие и сжатие поперек волокна [σ _{см}]
Пиломатериалы			
Дуб, ясень, клен	11.0	6.0	3.0
Лиственница	10.0	4.0	1.8
Бук, береза	9.0	5.0	2.4
Сосна обыкновенная	8.5	4.0	1.5
Ель обыкновенная	8.5	4.0	1.5
Сосна и ель якутская, кольская, кавказская	7.5	3.5	1.3
Пихта, кедр, осина	7.0	3.0	1.2
Плиты столярные типа СР	6.0	-	1.2
Плиты фанерные			
марки ПФ-А	15.0	4.0	3.0
марки ПФ-В	20.0	5.0	4.0
Плиты древесноволокнистые			
марки Т-350	8.0	-	-
марки Т-400	8.5	-	-
марки СТ-500	10.0	-	-
Пластик древесно-слоистый	-	-	30.0
марки ДСП-А	-	-	25.0
марки ДСП-Б	-	-	20.0
марки ДСП-В	-	-	-

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

РАСЧЕТ ЭКВИВАЛЕНТНОЙ НАГРУЗКИ ПРИ ВЫБОРЕ ПОДШИПНИКОВ ТЯГОВЫХ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕЙ

П.1.1. Исходные данные для расчета.

Условные обозначения, определение и размерность величин, используемых при расчете, представлены в табл. П.1.1.

Таблица П.1.1.

Исходные данные для расчета		
Обозначение	Определение	Размерность
a, b, c, l	Размеры якоря (см. Схемы на рис. П.1.1)	м
G	Сила тяжести (вес) якоря	Н
D _к	Диаметр среднеизношенных колес по кругу катания	м
D _о	Диаметр делительной окружности ведущей шестерни тягового редуктора	м
i	Передаточное число тягового редуктора	-
N _э	Мощность тягового электродвигателя, соответствующая длительному режиму работы	кВт
n _э	Частота вращения якоря при длительном режиме	с ⁻¹
V _к n _{пмакс}	Конструкционная скорость вагона Частота вращения якоря, соответствующая конструкционной скорости вагона	км/ч с ⁻¹
q	Сила тяжести (вес) необрессоренных частей из расчета на одну колесную пару	Н

П.1.2. Определение расчетной (эквивалентной по воздействию на подшипники) нагрузки на ведущую шестерню:

$$P_{шп} = \frac{510 \cdot \alpha \cdot \beta \cdot N_{э}}{n_{э} \cdot D_{о}}, \quad (П.1.1)$$

где: α - эквивалентный коэффициент, учитывающий пульсацию тока; β - эквивалентный коэффициент, учитывающий использование мощности двигателя, с поправкой, учитывающей влияние радиального (распорного) усилия в зубчатом зацеплении и к.п.д. передачи:

- для моторных вагонов, предназначенных для пригородного движения (с частыми остановками и разгонами) $\beta = 0.85 \div 1.0$;

- для моторных вагонов, предназначенных для скоростного движения $\beta = 0.5 \div 0.6$.

$$K_{пул} = \frac{J_{пермакс}}{J_{ср}} \cdot 100\%, \quad (П.1.2)$$

Схема нагружения вала якоря тяговых электродвигателей

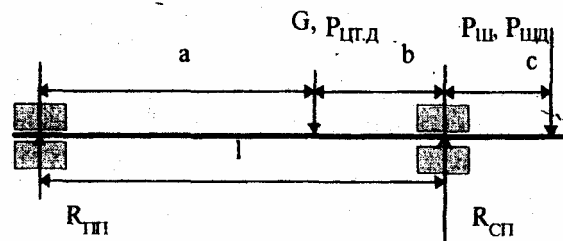


Рис. П.1.1

J_{пермакс} - максимальное значение переменной составляющей выпрямленного тока; J_{ср} - среднее значение выпрямленного тока.

При $K_{пул} \leq 10\%$ $\alpha = 1,0$; при $K_{пул} > 10\%$ величину α принимать по графику, приведенному на рис. П.1.2:

График для определения эквивалентного коэффициента, учитывающего пульсацию тока

α

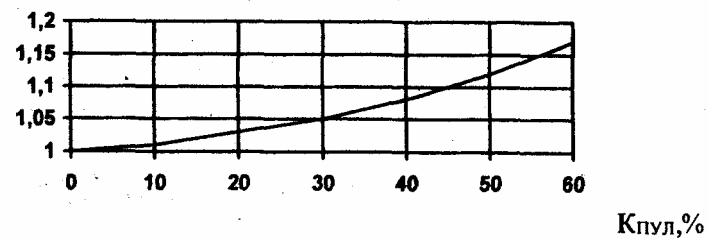


Рис. П.1.2

При тяговом приводе с редуктором, собранном в отдельном от двигателя корпусе (при рамном подвешивании двигателей), и передаче тягового усилия через муфту или торсионный вал расчетная нагрузка от тягового усилия принимается равной нулю.

Если вследствие смещения вала шестерни относительно вала якоря или других факторов может возникнуть радиальная нагрузка на вал якоря, то эта нагрузка R_M должна учитываться при расчете подшипников вместо нагрузки $R_{ШР}$.

П.1.3. Определение основных динамических нагрузок, действующих на подшипники.

П.1.3.1. Динамическая нагрузка на консольную часть вала якоря $R_{ЦД}$

$$R_{ЦД} = (Y_1 + Y_2) \cdot \frac{0.102}{1} \cdot \left(\frac{G}{1000 \cdot D_0} \right)^2, \quad (\text{П.1.3})$$

где: Y_1, Y_2 - коэффициенты, учитывающие динамические нагрузки на зуб шестерни от колебаний колесной пары, от неточностей изготовления и вследствие износа зубчатой передачи:

$$Y_1 = 6.5 + 160 \cdot \frac{V_K}{\sqrt[3]{q^2}}, \quad Y_2 = (0.15 \cdot n_{\text{МАХ}})^2.$$

При опорно-рамном подвешивании и наличии эластичных элементов в приводе величины Y_1 и Y_2 уменьшаются в $2 \div 2.5$ раза. При приводе с карданным валом и полом вале якоря значения Y_1 и Y_2 можно принимать равными нулю.

П.1.3.2. Динамическая нагрузка от колебаний тягового электродвигателя.

Эта нагрузка условно принимается приложенной к центру тяжести якоря и определяется из выражения:

$$R_{ЦГД} = m \cdot G, \quad (\text{П.1.4})$$

Для моторных вагонов с опорно-осевым подвешиванием тяговых электродвигателей и V_K до 130 км/ч $m = 1,2 \div 1,3$;

При опорно-рамном подвешивании тяговых электродвигателей и $V_K < 130$ км/ч $m = 0,55 \div 0,65$, при V_K до 160 км/ч $m = 0,6 \div 0,7$.

П.1.3.3. Динамическая нагрузка от дисбаланса якоря N_A . Для хорошо сбалансированного якоря динамическая нагрузка вычисляется:

$$N_A = (1.25 \div 1.45) \cdot 10^{-4} \cdot G \cdot n_{\text{МАХ}}^2, \quad (\text{П.1.5})$$

П.1.4. Определение статических опорных реакций.

В этом разделе и далее приняты следующие обозначения:

индекс 1 - для движения колесной пары вперед;

2 - для движения двигателем вперед;

П.П. - сторона противоположная приводу (обычно, сторона коллектора);

С.П. - сторона привода (обычно, сторона противоположная коллектору).

Коэффициенты, учитывающие размеры якоря, равны:

$$\vartheta = \frac{C}{l}; \quad \lambda = (1 + \vartheta) = 1 + \frac{C}{l};$$

П.1.4.1. Реакции со стороны привода.

$$R_{СП1} = 1.3a \cdot \frac{G}{l} + \lambda \cdot R_{ШР}, \quad (\text{П.1.6})$$

$$R_{СП2} = \left| 0.7a \cdot \frac{G}{l} - R_{ШД} \right|, \quad (\text{П.1.7})$$

При рамном подвешивании двигателя, когда шестерня не смонтирована в редукторе и отделена от вала якоря, независимо от направления движения:

$$R_{СП} = 1.3a \cdot \frac{G}{l}, \quad (\text{П.1.8})$$

П.1.4.2. Реакции со стороны противоположной приводе.

$$R_{ПП1} = \left| 0.7b \cdot \frac{G}{l} - \vartheta \cdot R_{ШР} \right|, \quad (\text{П.1.9})$$

$$R_{ПП2} = 1.3b \cdot \frac{G}{l} + \vartheta \cdot R_{ШР}, \quad (\text{П.1.10})$$

При рамном подвешивании:

$$R_{ПП} = 1.3 \cdot b \cdot \frac{G}{l}, \quad (\text{П.1.11})$$

Если при расчете для двигателя с односторонней передачей тягового момента на шестерню тягового редуктора (см. рис.П.1.1) получено $R_{ПП1} < 0,3R_{ПП2}$, то следует для дальнейших расчетов принимать $R_{ПП1} = (0,35 \div 0,40)R_{ПП2}$.

П.1.5. Опорные реакции от динамических нагрузок:

$$R_{ПД} = \sqrt{\left(\frac{b}{l} \cdot R_{ЦГД} \right)^2 + (\vartheta \cdot R_{ШД})^2 + \vartheta \cdot \frac{b}{l} \cdot R_{ЦГД} \cdot R_{ШД}}, \quad (\text{П.1.12})$$

$$R_{СПД} = \sqrt{\left(\frac{a}{l} \cdot R_{ЦГД} \right)^2 + (\lambda \cdot R_{ШД})^2 + \lambda \cdot \frac{a}{l} \cdot R_{ЦГД} \cdot R_{ШД}}, \quad (\text{П.1.13})$$

П.1.6. Расчет динамического коэффициента безопасности.

Для определения динамического коэффициента безопасности необходимо предварительно рассчитать соотношения:

$R_{ппд}/R_{пп1}$; $R_{ппд}/R_{пп2}$; $R_{спд}/R_{сп1}$; $R_{спд}/R_{сп2}$.

Для полученных значений R_d/R по графикам (рис.П.1.3) определить величины эквивалентного коэффициента учета внешних динамических нагрузок $K_{эквпп1}$, $K_{эквпп2}$, $K_{эквсп1}$, $K_{эквсп2}$, а затем, по приведенным ниже формулам определить значения коэффициента безопасности для разных режимов работы двигателя:

$$K_{Бпп1} = 1 + (K_{эквпп1} \cdot R_{ппд} + N_{я}) / R_{пп1}; \quad (П.1.14)$$

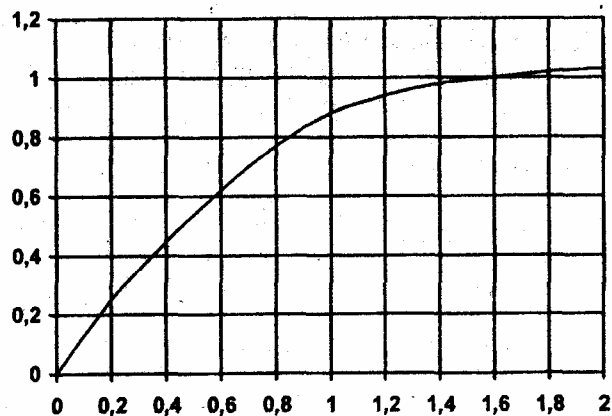
$$K_{Бпп2} = 1 + (K_{эквпп2} \cdot R_{ппд} + N_{я}) / R_{пп2}; \quad (П.1.15)$$

$$K_{Бсп1} = 1 + (K_{эквсп1} \cdot R_{спд} + N_{я}) / R_{сп1}; \quad (П.1.16)$$

$$K_{Бсп2} = 1 + (K_{эквсп2} \cdot R_{спд} + N_{я}) / R_{сп2}; \quad (П.1.17)$$

Графики для определения коэффициента учета внешних динамических нагрузок на якорные подшипники $K_{экв}$

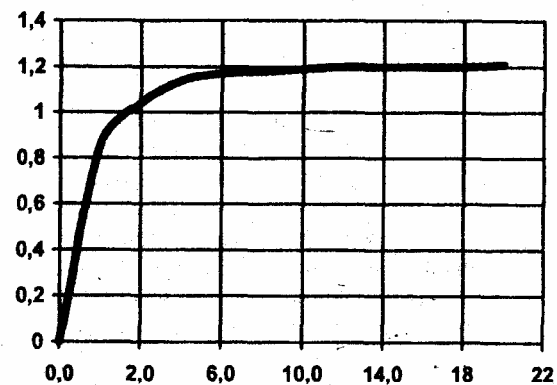
$K_{экв}$



$K_{экв}$ при $R_d/R=0...2,0$;

R_d/R

$K_{экв}$



R_d/R

$K_{экв}$ при $R_d/R=0...2,0$.

Рис.П.1.3

П.1.7. Определение эквивалентных нагрузок на подшипники для различных режимов работы двигателя.

По определенным статическим опорным реакциям (Разд.П.1.4) и коэффициентам безопасности (разд.П.1.6) определяются эквивалентные нагрузки на подшипники для различных (по направлениям движения) режимов работы тягового электродвигателя.

$$P_{пп1} = R_{пп1} \cdot K_{Бпп1} \cdot K_T, \quad (П.1.18)$$

$$P_{пп2} = R_{пп2} \cdot K_{Бпп2} \cdot K_T, \quad (П.1.19)$$

$$P_{сп1} = R_{сп1} \cdot K_{Бсп1} \cdot K_T, \quad (П.1.20)$$

$$P_{сп2} = R_{сп2} \cdot K_{Бсп2} \cdot K_T, \quad (П.1.21)$$

П.1.8. Определение эквивалентной нагрузки для выбора якорных подшипников.

$$P_{пп} = \sqrt[10]{0,5P_{пп1}^{10/3} + 0,5 \cdot P_{пп2}^{10/3}}, \quad (П.1.22)$$

$$P_{сп} = \sqrt[10]{0,5P_{сп1}^{10/3} + 0,5 \cdot P_{сп2}^{10/3}}, \quad (П.1.23)$$

РАСЧЕТ ЭКВИВАЛЕНТНОЙ НАГРУЗКИ ПРИ ВЫБОРЕ ПОДШИПНИКОВ ТЯГОВЫХ РЕДУКТОРОВ МОТОРНЫХ ВАГОНОВ

Расчет эквивалентной нагрузки, действующей на подшипники тяговых редукторов, производится исходя из величины равнодействующей эквивалентных усилий (окружного и радиального), возникающих в зубчатом зацеплении при наиболее полном использовании мощности тяговых электродвигателей. При выполнении расчетов рекомендуется принимать, что равнодействующая усилия в зубчатом зацеплении и весовые нагрузки действуют в одной плоскости. Влияние этого допущения оказывает незначительное влияние на величину нагрузки на подшипники в связи с тем, что расчет усилий производится для двух режимов работы подвижного состава: движения двигателем вперед и колесной парой вперед.

П.2.1. Исходные данные для расчета.

Условные обозначения, определение и размерность величин, используемых при расчете, представлены в табл. П.2.1.

Таблица П.2.1.

Исходные данные для расчета подшипников тяговых редукторов (см. схемы на рис. П.2.1, П.2.2)

Обозначение	Определение	Размерность
D_k	Диаметр среднеизношенных колес по кругу катания	м
D_o	Диаметр делительной окружности ведущей шестерни тягового редуктора	м
i	Передаточное число тягового редуктора	-
N_{∞}	Мощность тягового электродвигателя, кВт соответствующая длительному режиму работы	кВт
n_{∞}	Частота вращения якоря тягового электродвигателя	c^{-1}
$P_{\text{ш}}$	Усилие, действующее в зубчатом зацеплении	Н
$G_{\text{ш}}$	Сила тяжести (вес) вала шестерни со смонтированными на его средней части деталями	Н

G_{M+T}	Сила тяжести (вес) муфты и торсионного вала, (если имеется), приходящаяся на консольную часть вала шестерни	Н
P_M	Дополнительная нагрузка вследствие расцентровки муфты	Н
l	Расстояние между серединами подшипников шестерни, воспринимающих радиальную нагрузку	м
a_1, b_1	Размеры, определяющие положение центра тяжести вала шестерни со смонтированными на нем деталями (кроме муфты)	м
a_2, b_2	Размеры, определяющие положение середины шестерни относительно ее опор	м
c	Размер, определяющий положение центра тяжести части муфты, нагружающей вал шестерни	м
G_P	Сила тяжести (вес) редуктора	Н
L_G	Координата положения центра тяжести редуктора относительно колесной пары	м
L	Расстояние от оси колесной пары до подвески редуктора	м

Схема для расчета нагрузок на подшипники ведущей шестерни

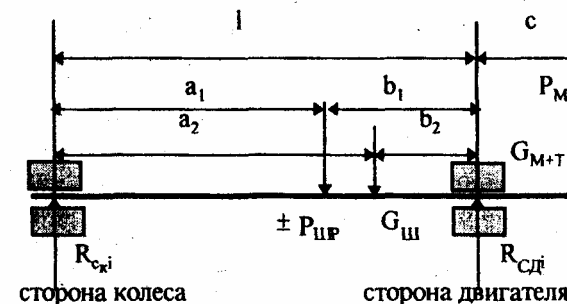
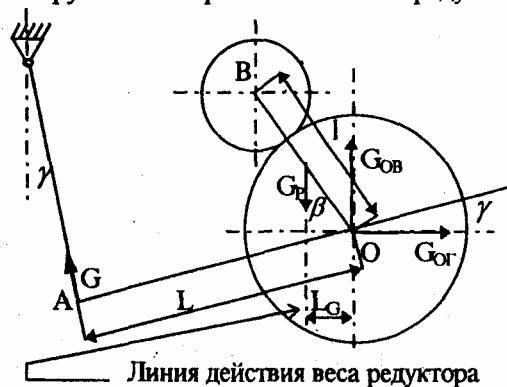


Рис.П.2.1

Схема нагружения опор весом тягового редуктора



Линия действия веса редуктора

рис. П.2.2

П.2.2. Определение расчетной (эквивалентной по воздействию на подшипники) нагрузки от тягового усилия:

$$P_{ШР} = \frac{510 \cdot \alpha \cdot \beta \cdot N_{\infty}}{n_{\infty} \cdot D_0}, \quad (\text{П.2.1})$$

где: α - эквивалентный коэффициент, учитывающий пульсацию тока; β - эквивалентный коэффициент, учитывающий использование мощности тягового электродвигателя, с поправкой, учитывающей коэффициент полезного действия зубчатой передачи и радиальное усилие в зубчатом зацеплении.

Эквивалентный коэффициент α зависит от величины пульсации тока, характеризуемой коэффициентом пульсации:

$$K_{\text{пул}} = \frac{J_{\text{ПЕРМАХ}}}{J_{\text{СР}}} \cdot 100\%, \quad (\text{П.2.2})$$

где: $J_{\text{ПЕРМАХ}}$ - максимальное значение переменной составляющей выпрямленного тока; $J_{\text{СР}}$ - среднее значение выпрямленного тока.

При $K_{\text{пул}} \leq 10\%$ $\alpha = 1.0$; при $K_{\text{пул}} > 10\%$ величину α принимать по графику, приведенному в Приложении 1 (рис.П.1.2). При эластичной передаче и $K_{\text{пул}} < 30\%$ принимать $\alpha = 1.0$;

Значения эквивалентного коэффициента использования мощности двигателя β принимать в следующих пределах:

- для моторных вагонов, предназначенных для пригородного движения (с частыми остановками и разгонами), $\beta = 0.85 \div 1.0$;

- для моторных вагонов, предназначенных для скоростного движения, $\beta = 0.5 \div 0.6$.

П.2.3. Определение статических опорных реакций подшипников шестерни.

В этом разделе и далее принята следующая индексация в обозначениях опорных реакций:

С.К. - сторона колеса;

С.Д. - сторона двигателя;

1 - при движении колесной парой вперед;

2 - при движении двигателем вперед.

Опорные реакции на подшипниках шестерни будут равны:

$$R_{СК1} = G_{Ш} \cdot \frac{b_2}{l} + P_{ШР} \cdot \frac{b_1}{l} - G_{М+Т} \cdot \frac{C}{l} - P_M \cdot \frac{C}{l}, \quad (\text{П.2.3})$$

$$R_{СК2} = G_{Ш} \cdot \frac{b_2}{l} - P_{ШР} \cdot \frac{b_1}{l} - G_{М+Т} \cdot \frac{C}{l} - P_M \cdot \frac{C}{l}, \quad (\text{П.2.4})$$

$$R_{СД1} = G_{Ш} \cdot \frac{a_2}{l} + P_{ШР} \cdot \frac{a_1}{l} - G_{М+Т} \cdot \left(1 + \frac{C}{l}\right) + P_M \cdot \left(1 + \frac{C}{l}\right), \quad (\text{П.2.5})$$

$$R_{СД2} = G_{Ш} \cdot \frac{a_2}{l} - P_{ШР} \cdot \frac{a_1}{l} + G_{М+Т} \cdot \left(1 + \frac{C}{l}\right) + P_M \cdot \left(1 + \frac{C}{l}\right), \quad (\text{П.2.6})$$

П.2.4. Определение эквивалентной нагрузки для расчета подшипников шестерни

$$P_{СК} = K_B \cdot K_T \cdot \sqrt{0.5 \cdot R_{СК1}^p + 0.5 \cdot R_{СК2}^p}, \quad (\text{П.2.7})$$

$$P_{СД} = K_B \cdot K_T \cdot \sqrt{0.5 \cdot R_{СД1}^p + 0.5 \cdot R_{СД2}^p}, \quad (\text{П.2.8})$$

где: K_B - динамический коэффициент безопасности, при расчете принимать в пределах $K_B = 1,3 \div 1,4$; K_T - температурный коэффициент, при рабочей температуре подшипника до 100С $K_T = 1.0$; $R_{СК1}$, $R_{СК2}$, $R_{СД1}$, $R_{СД2}$ - см. формулы П.2.3 ÷ П.2.6; p - степенной показатель. Для роликовых подшипников $p = 10/3$, для шариковых $p = 3$. Допускается применение коэффициента $p = 3$ и при роликовых подшипниках.

П.2.5. Определение нагрузки на опоры тягового редуктора от силы его тяжести (веса).

Схема сил, нагружающих опорные подшипники от силы тяжести (веса) редуктора, представлена на рис.П.2.2.

Опорные реакции в вертикальной $G_{ОВ}$ и горизонтальной $G_{ОГ}$ плоскостях от силы тяжести (веса) редуктора равны:

$$G_{ОВ} = G_P - G_A \cdot \cos \gamma, \quad (\text{П.2.9})$$

$$G_{ОГ} = G_A \cdot \sin \gamma, \quad (\text{П.2.10})$$

где: G_A - усилие, возникающее в подвеске редуктора от его веса:

$$G_A = \frac{G_P \cdot L_G}{L}, \quad (\text{П.2.11})$$

П.2.6. Определение нагрузки на опоры редуктора от действия тягового усилия.

Схемы сил, нагружающих опорные подшипники от действия тягового усилия, и обозначения представлены на рис. П.2.3, П.2.4.

Схема нагружения опор редуктора в режиме тяги при движении колесной пары вперед

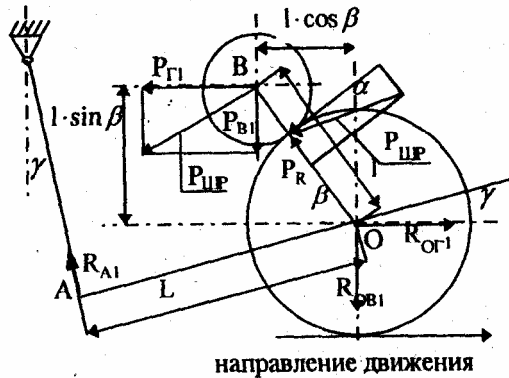


Рис.П.2.3

Схема нагружения опор редуктора в режиме тяги при движении двигателем вперед

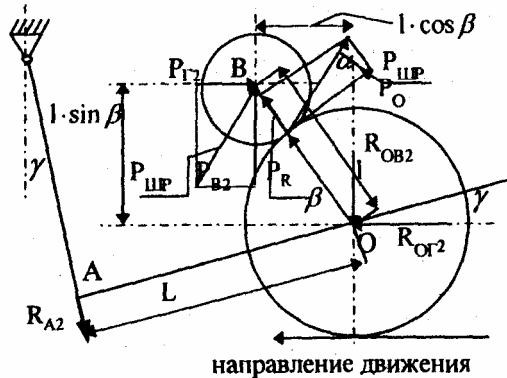


Рис.П.2.4

Полное расчетное усилие, действующее в зубчатом зацеплении, $P_{\text{ЦП}}$ определять по формуле П.2.1, приведенной в разделе П.2.2 настоящего Приложения.

Вертикальные P_{B1} , P_{B2} и горизонтальные $P_{Г1}$, $P_{Г2}$ от действия тягового усилия равны:

- при движении колесной парой вперед:

$$P_{B1} = P_{\text{ЦП}} \cdot \cos(\alpha + \beta); \quad (\text{П.2.12})$$

$$P_{Г1} = P_{\text{ЦП}} \cdot \sin(\alpha + \beta); \quad (\text{П.2.13})$$

- при движении двигателем вперед:

$$P_{B2} = P_{\text{ЦП}} \cdot \cos(\beta - \alpha); \quad (\text{П.2.14})$$

$$P_{Г2} = P_{\text{ЦП}} \cdot \sin(\beta - \alpha). \quad (\text{П.2.15})$$

Суммарные реакции на опорных подшипниках в вертикальной R_{OB} и горизонтальной R_{OG} плоскостях равны:

- при движении колесной парой вперед:

$$R_{OB1} = R_{A1} \cdot \cos \gamma - P_{B1}; \quad (\text{П.2.16})$$

$$R_{OG1} = R_{A1} \cdot \sin \gamma + P_{Г1}; \quad (\text{П.2.17})$$

$$\text{где: } R_{A1} = \frac{P_{A1} \cdot l \cdot \cos \alpha + P_{Г1} \cdot l \cdot \sin \beta}{L} \quad (\text{П.2.18})$$

- при движении двигателем вперед:

$$R_{OB2} = P_{B2} - R_{A2} \cdot \cos \gamma; \quad (\text{П.2.19})$$

$$R_{OG2} = P_{Г2} + R_{A2} \cdot \sin \gamma; \quad (\text{П.2.20})$$

$$\text{где: } R_{A2} = \frac{P_{B2} \cdot l \cdot \cos \beta + P_{Г2} \cdot l \cdot \sin \beta}{L} \quad (\text{П.2.21})$$

П.2.7. Определение реакций на опорных подшипниках

Схема и обозначения даны на рис. П.2.5.

Для подшипника, расположенного со стороны колеса, при движении колесной парой вперед:

$$R_{СК1} = \frac{a_0}{l_0} \cdot \sqrt{(G_{OG} + R_{OG1})^2 + (G_{OB} + R_{OB1})^2}, \quad (\text{П.2.22})$$

а при движении двигателем вперед:

$$R_{СК2} = \frac{a_0}{l_0} \cdot \sqrt{(G_{OG} + R_{OG2})^2 + (G_{OB} + R_{OB2})^2}, \quad (\text{П.2.23})$$

Для подшипника, расположенного со стороны тягового электродвигателя, при движении колесной парой вперед:

$$R_{СД1} = \frac{b_0}{l_0} \cdot \sqrt{(G_{OG} + R_{OG1})^2 + (G_{OG} + R_{OB1})^2}, \quad (\text{П.2.24})$$

а при движении двигателем вперед:

$$R_{CD2} = \frac{b_0}{l_0} \cdot \sqrt{(G_{OГ} - R_{OГ2})^2 + (G_{OВ} + R_{OВ2})^2}, \quad (\text{П.2.25})$$

П.2.8. Определение эквивалентной нагрузки на опорные подшипники

$$P_{СК} = K_B \cdot K_T \cdot \sqrt{0.5 \cdot R_{СК1}^p + 0.5 \cdot R_{СК2}^p} \quad (\text{П.2.26})$$

$$P_{CD} = K_B \cdot K_T \cdot \sqrt{0.5 \cdot R_{CD1}^p + 0.5 \cdot R_{CD2}^p} \quad (\text{П.2.27})$$

где: K_B - коэффициент безопасности. При расчете принимать в пределах $K_B=1.5 \div 1.6$; K_T - температурный коэффициент. При рабочей температуре подшипника до 100°C $K_T=1.0$; $R_{СК1}$, $R_{СК2}$, R_{CD1} , R_{CD2} - см. формулы П.2.22 - П.2.25. p - степенной показатель. Для роликовых подшипников $p=10/3$, допустимо применение $p=3$.

Схема для определения нагрузок на опорные подшипники тягового редуктора

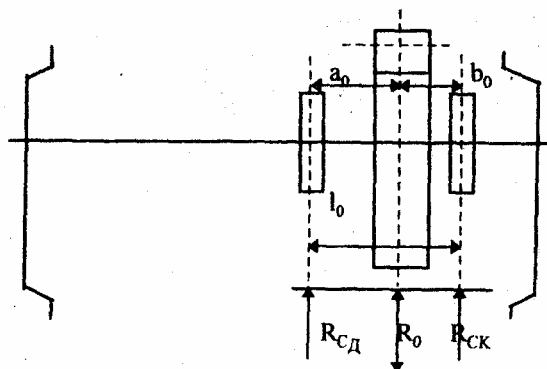


Рис.П.2.5

П.2.9. Учет нагрузок, действующих вдоль оси подшипников.

На подшипники тяговых редукторов, помимо радиальных, воздействуют и осевые (аксиальные) нагрузки. На опорные подшипники воздействуют силы, возникающие вследствие перемещений колесной пары поперек оси пути. На подшипники шестерни воздействуют нагрузки от резинокордной муфты, которые возникают вследствие отклонений, допускаемых при сборке тележек, вследствие центробежных сил, возникающих при вращении резинокордной муфты, а также и от других причин.

При проектировании узлов с подшипниками качения необходимо оценить величины осевых сил и учесть их воздействие на подшипники.

Если осевые нагрузки воспринимаются бортом колец и торцами роликов цилиндрических подшипников, то необходимо произвести их проверку на допускаемую осевую грузоподъемность по методике, изложенной в разделе 4.5.

Если в узле установлены подшипники со сферическими или коническими роликами, то влияние осевых сил необходимо учесть при расчете долговечности этих подшипников. В этом случае эквивалентную нагрузку можно определить по формуле:

$$P = (X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_A) \cdot K_B \cdot K_T \quad (\text{П.2.28})$$

Определенная ранее по формулам П.2.26, П.2.27 величина эквивалентной радиальной нагрузки на подшипник соответствует $P_R = P_{СК(СД)} = K_B \cdot K_T \cdot F_r$. Поэтому формула (П.2.28) примет вид:

$$P = X \cdot V \cdot P_R + K_B \cdot K_T \cdot Y \cdot F_A \quad (\text{П.2.29})$$

Значения коэффициентов радиальной нагрузки X и осевой нагрузки Y приведены в справочнике-каталоге [6]. Коэффициент вращения V в случае вращения внутреннего кольца подшипника относительно направления осевой нагрузки равен $V=1.0$.

Если в подшипниковом узле установлен дополнительный шариковый подшипник, воспринимающий осевую нагрузку, то он должен быть освобожден от восприятия радиальной нагрузки. Расчет этого подшипника производить по методике, приводимой в справочниках-каталогах на подшипники.

Таблица П.3.1

Основные механические характеристики металлов, применяемых в вагоностроении

Обозначения в таблице: σ_T - предел текучести; σ_B - временное сопротивление; δ - относительное удлинение; ψ - относительное сужение; a - ударная вязкость KCU ; σ_{-1} - предел выносливости стандартного образца при изгибе.

Вид проката или термообработки	Класс прочности, марка	Толщина, мм	σ_T , МПа	σ_B , МПа	δ , %	ψ , %	a , дж/см ² при температуре °С			σ_{-1} МПа
							+20	-40	-70	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Прокат из стали повышенной прочности ГОСТ19281-89										
сортовой, полосовой, фасонный листовой, гнутые профили	295 09Г2	до 20	295	430	21	-	98	-	-	210
	09Г2, 09Г2С	20-32	295	430	21	-	-	29	-	210
	09Г2	до 20	295	430	21	-	98	-	-	210
	09Г2, 09Г2С	20-32	295	430	21	-	-	29	-	210

Продолжение таблицы П.3.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	
сортовой, полосовой, фасонный	325 09Г2С	до 20	325	450	21	-	59	29	29	220	
	14Г2, 15ГФ, 15ХСНД, 09Г2С	до 32	325	450	21	-	59	29	-	220	
		10-20	325	450	21	-	59	29	29	220	
		до 32	325	450	21	-	59	29	24	220	
гнутые профили	14Г2	до 32	325	450	21	-	59	29	24	220	
	10Г2С1	10-60	325	450	21	-	59	29	24	220	
	345 09Г2С, 10Г2С1, 10ХНДП	до 10	345	480	21	-	64	39	29	230	
											15ХСНД, 15ГФ
		09Г2С, 17ГС, 10Г2С1, 14ХГС	до 10	345	490	23	-	64	39	29	
10ХНДП											10-20
	15ГФ, 17ГС, 15ХСНД	до 32	345	490	21	-	-	29	29	235	

Продолжение таблицы П.3.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
сортовой, фасонный, листовой полосовой, гнутые профили	<u>375</u> 15ГФ,10Г2Б	до 10	375	510	21	-	-	39	-	240
	15ГФ,10Г2Б	до 10	375	510	20	-	-	39	34	240
	14Г2АФ	10 50	375	510	20	-	-	39	29	240
сортовой, фасонный листовой, полосовой, гнутые профили	<u>390</u> 10ХСНД	до 15	390	530	18	-	-	34	29	245
	15Г2СФ	до 20	390	530	18	-	-	34	-	245
	12Г2Б	до 10	390	510	19	-	-	44	34	240
	15Г2СФ 10ХСНД	до 32 до 40	390 390	510 510	19 19	- -	- -	39 -	29 -	240 235
листовой, гнутые профили	<u>440</u> 16Г2АФ	до 32	440	590	19	-	-	39	29	265
Прокат тонколистовой холоднокатаный из малоуглеродистой качественной стали для холодной штамповки ГОСТ 9045-80										
тонкий лист	08Ю(ОСВ)	0,4-1,5 1,5-2,0 2,0-3,0	196	255-323	36 40 -	- - -	- - -	- - -	- - -	- - -

119

Продолжение таблицы П.3.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Прокат сортовой калиброванный со специальной отделкой поверхности из углеродистой качественной конструкционной стали ГОСТ 1050-88										
сортовой	08	до 80	196	320	33	60	-	-	-	-
	10		205	330	31	55	-	-	-	-
	15		225	370	27	55	-	-	-	-
	20		245	410	25	55	-	-	-	195
	25		275	450	23	50	-	-	-	215
	30		295	490	21	50	-	-	-	235
	35		315	530	20	45	-	-	-	245
	40		335	570	19	45	-	-	-	260
	45		355	600	16	40	-	-	-	275
50	375	630	14	40	-	-	-	290		
Прокат низколегированный конструкционный для мостостроения ГОСТ 6713-91										
листовой	16Д	до 20	235	375-510	26	-	-	34	при -20°C	170
		21-40	225	375-510	26	-	-	34		170
		41-60	215	375-510	26	-	-	34		-
сортовой, фасонный	16Д	до 20	235	375-510	26	-	-	39	-	170
		21-40	225	375-510	26	-	-	39	-	170
		41-60	215	375-510	26	-	-	39	-	-

120

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Прокат сортовой и фасонный из стали углеродистой обыкновенного качества ГОСТ 535-88; ГОСТ 380-88										
сортовой, фасонный	Ст 3 сп	до 10	255	380-490	26	-	108	49	при -20°C	195
		10-20	245	370-480	25	-	98	29		195
	Ст 5 сп	до 10	295	49	20	-	-	-	-	250
		10-20	285	0-630	20	-	-	-	-	250
		20-40	275	490-630	19	-	-	-	-	245
		40-100	265	490-630	17	-	-	-	-	
				490-630						
Прокат толстолистовой из углеродистой стали обыкновенного качества ГОСТ 14637-89; ГОСТ 380-88										
лист полоса	Ст 3 сп	до 20	245	370-480	26	-	69	29	при -20°C	195
		20-40	235	370-480	25	-	49	-		195
		40-100	225	370-480	23	-	-	-		-
	Ст 5 сп	до 20	285	490-630	20	-	-	-	-	250
		20-40	275	490-630	19	-	-	-	-	245
		40-100	265	490-630	17	-	-	-	-	
Прокат для строительных стальных конструкций ГОСТ 27772-88										
листовой, широко- полосный	<u>C255</u> Ст 3Гсп	2-3,9	255	380	20	-	-	-	-	-
		4-10	245	380	25	-	29 ¹⁾	-	-	-
		10-20	245	370	25	-	29	-	-	-
		20-40	235	370	25	-	29	-	-	-
		4-10	255	380	25	-	29 ²⁾	при -20°C	-	-
10-20	245	370	25	-	29	-	-		-	
20-40	235	370	24	-	29	-	-		-	
фасонный		4-10	255	380	25	-	29 ²⁾	-	-	-
		10-20	245	370	25	-	29	-	-	-
		20-40	235	370	24	-	29	-	-	-

121

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	
листовой, широко- полосный	<u>C285</u> Ст 3Гсп	2-3,9	285	390	17	-	-	-	-	-	
		4-10	275	390	24	-	29	-	-	-	
		10-20	265	380	23	-	29	-	-	-	
		4-10	285	400	24	-	29 ²⁾	при -20°C	-	-	-
		10-20	275	390	23	-	29		-	-	-
фасонный		4-10	285	400	24	-	29 ²⁾	-	-	-	
		10-20	275	390	23	-	29	-	-	-	
1) - для листов и полосы толщиной 5мм, норма ударной вязкости 39Дж/см ²											
2) - для профиля толщиной 5мм, норма ударной вязкости 49Дж/см ²											
листовой, широко- полосный	<u>C345</u> 12Г2С 09Г2С	2-3,9	345	490	15	-	-	-	-	-	
		4-10	345	490	21	-	-	39	34	-	
		10-20	325	470	21	-	-	34	29	-	
		20-40	305	460	21	-	-	34	29	-	
		4-10	345	490	21	-	-	39	34	-	
фасонный		10-20	325	470	21	-	34	29	-	-	
		20-40	305	460	21	-	34	-	-	-	
листовой, широко- полосный фасонный	<u>C345К</u> 10ХНДП	4-10	345	470	20	-	-	39	-	-	
		4-10	345	470	20	-	-	39	-	-	

122

Продолжение таблицы П.3.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	
листовой, широко- полосный	С375 12Г2С	2-3,9	375	510	14	-	-	-	-	-	
		4-10	375	510	20	-	-	39	34	-	
		10-20	355	490	20	-	-	34	29	-	
		20-40	335	480	20	-	-	34	29	-	
		фасонный	4-10	375	510	20	-	-	39	34	-
			10-20	355	490	20	-	-	34	29	-
20-40	355		480	20	-	-	34	-	-		
Сталь легированная конструкционная ГОСТ 4543-71											
полосы, прутки (закалка, отпуск)	15Х	до 250 (сечение заготовок для тер- мообра- ботки до 25мм)	490	690	12	45	69	-	-	-	
	20Х		635	780	11	40	59	-	-	300	
	40Х		785	980	10	45	59	-	-	380	
	18ХГТ		885	980	9	50	78	-	-	-	
	25ХГМ		1080	1180	10	45	78	-	-	-	
	38ХС		735	930	12	50	69	-	-	380	
	40ХС		1080	1225	12	40	34	-	-	-	
	45ХН		835	1030	10	45	69	-	-	500	
	12ХН3А		685	930	11	55	88	-	-	390	
	20ХН3А		735	930	12	55	108	-	-	390	
	30ХН3А		785	980	10	50	78	-	-	420	
	30ХГС		835	1080	10	45	44	-	-	380	
	30ХГСА		835	1080	10	45	49	-	-	380	
	30ХГСН2А		1375	1620	9	45	59	-	-	450	
	38ХГН		685	780	12	45	98	-	-	350	
38ХН3МА	980	1080	12	50	78	-	-	-			

123

Продолжение таблицы П.3.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Сталь толстолистовая коррозионностойкая, жаростойкая и жаропрочная ГОСТ 5632-72; ГОСТ 7350-77										
толстый лист	08Х13	4-50	295	420	23	-	-	-	-	-
	08Х22Н6Т		345	590	18	-	59	-	-	-
	12Х18Н10Т		235	530	38	-	-	-	-	-
	15Х25Т		-	440	14	-	20	-	-	-
Сталь тонколистовая коррозионностойкая, жаростойкая и жаропрочная ГОСТ 5582-75										
тонкий лист	08Х13	0,7-3,9	-	410	21	-	-	-	-	-
	08Х22Н6Т		-	640	20	-	-	-	-	-
	10Х14Г14Н4Т		295	690	35	-	-	-	-	-
	12Х18Н10Т		205	530	40	-	-	-	-	-
	15Х25Т		-	530	17	-	-	-	-	-
Прокат из рессорно-пружинной углеродистой и легированной стали ГОСТ 14959-79										
круг, полоса	65	до 180	785	980	10	35	-	-	-	450
	65Г		785	980	8	30	-	-	-	450
	55С2		1175	1270	6	30	-	-	-	570
	55С2А		1175	1270	6	30	-	-	-	570
	60С2		1175	1270	6	25	-	-	-	570
	60С2А		1375	1570	6	20	-	-	-	700
	60С2ХФА		1470	1670	6	25	-	-	-	750

124

Продолжение таблицы П.3.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Отливки стальные ГОСТ 977-88 (Стали конструкционные нелегированные и легированные)										
	<u>K20</u>		216	412	22	35	49	-	-	165
	20Л		235	441	19	30	39	-	-	178
	<u>K25</u>									
	30Л		255	471	17	30	34	-	-	190
	20ГЛ		275	540	18	25	49	-	-	215
	<u>K30</u>									
	20ФЛ		294	491	18	35	49	-	-	195
	20Г1ФЛ		314	510	17	25	49	-	-	200
	<u>K35</u>									
	30ГСЛ		343	589	14	25	29	-	-	230
	30ХГСФЛ		392	589	15	25	34	-	-	235
	<u>KT30</u>									
	20ГЛ		334	530	14	25	38	-	-	-
	<u>KT40</u>									
	30ГСЛ		392	638	14	30	49	-	-	-
	<u>KT45</u>									
	32Х06Л		441	638	10	20	49	-	-	-
	<u>KT60</u>									
	30ХГСФЛ		589	785	14	25	44	-	-	-

125

Продолжение таблицы П.3.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Отливки из хладостойкой и износостойкой стали ГОСТ 21357-87										
нормализация	20ГЛ		300	500	20	35	-	при	30	-
	20ФТЛ		320	520	20	35	-		30	-
	30ХГ2СТЛ		600	700	12	40	-		35	-
закалка отпуск	20ГЛ		400	550	15	30	-	-60°C	30	-
	20ФТЛ		450	570	15	30	-		30	-
	30ГЛ		490	660	10	20	-		30	-
	30ХГ2СТЛ		650	750	15	40	-		35	-
	30ХЛ		550	660	10	20	-		30	-
Детали литые автосцепного устройства подвижного состава ж.д. колеи 1520мм ГОСТ 22703-91										
отливки	детали первой группы за- калка-отпуск		400	540	15	30	-	при -60°C	25	210
			450-	560	15	30	-		25	230
			500	600	12	25	-		-	-
			500 и бо- лее							
	детали второй группы нор- мализация		295- 345 345 и бо- лее	490 510	20 18	30 25	- -		- -	

126

Продолжение таблицы П.3.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Аппараты поглощающие пружинно-фрикционные для подвижного состава ж.д. колеи 1520мм ГОСТ 22253-76										
отливки	30ГСЛ-Б 32ХО6Л-У		490	657	10	20	-	при 60°C	29,4	-
Заготовки осевые для подвижного состава ж.д. колеи 1520мм ГОСТ 4728-89										
квадрат, круг		до 350	-	580-615	20	-	35	-	-	250
			-	620-645	19	-	30	-	-	260
			-	650 и более	18	-	30	-	-	270
Плиты из алюминия и алюминиевых сплавов ГОСТ 17232-79										
плита	АДО	11-25	-	80	18	-	-	-	-	-
	АДО	25-80	-	65	15	-	-	-	-	-
	АМг2	11-25	-	180	7	-	-	-	-	-
	АМг2	25-80	-	160	6	-	-	-	-	-
	АМг3	11-25	70	190	12	-	-	-	-	80
	АМг3	25-80	60	170	11	-	-	-	-	-
	АМг5	11-25	115	265	13	-	-	-	-	110
	АМг5	25-80	105	255	12	-	-	-	-	105
	АМг6	11-25	145	305	11	-	-	-	-	120
	АМг6	25-50	135	295	6	-	-	-	-	120
	АМг6	50-80	125	275	4	-	-	-	-	110
1915	11-20	195	315	10	-	-	-	-	125	

127

Продолжение таблицы П.3.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Листы из алюминия и алюминиевых сплавов ГОСТ 21631-76										
лист	АМг2	5-10,5	-	175	7	-	-	-	-	-
	АМг3	5-6	80	185	12	-	-	-	-	80
	АМг3	6-10,5	80	185	15	-	-	-	-	80
	АМг5М	0,6-4,5	145	275	15	-	-	-	-	110
	АМг5М	4,5-10,5	125	275	15	-	-	-	-	110
	АМг5	5-6	125	275	12	-	-	-	-	110
	АМг5	6-10,5	125	275	15	-	-	-	-	110
	АМг6М	0,6-10,5	155	315	15	-	-	-	-	125
	АМг6	5-10,5	155	315	15	-	-	-	-	120
Профили прессованные из алюминия и алюминиевых сплавов ГОСТ 8617-81										
прессованные профили	АМг2	все раз- меры	59	147	13	-	-	-	-	-
	АМг3		78	176	12	-	-	-	-	-
	АМг5		127	255	15	-	-	-	-	-
	АМг5М									
	АМг6									
	АМг6М		157	314	15	-	-	-	-	-
1915	до 12	196	314	10	-	-	-	-	125	
1935	до 10	155	245	10	-	-	-	-	-	

128

Продолжение таблицы П.3.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Металл шва или наплавленного металла. (Электроды покрытые металлические для ручной сварки конструкционных и теплоустойчивых сталей ГОСТ 9467-75)										
	Э42		-	420	18	-	78	-	-	-
	Э46		-	460	18	-	78	-	-	-
	Э50		-	500	16	-	68	-	-	-
	Э42А		-	420	22	-	147	-	-	-
	Э46А		-	460	22	-	137	-	-	-
	Э50А		-	500	20	-	127	-	-	-
Металл шва или наплавленного металла. (Электроды покрытые металлические для ручной дуговой сварки высоколегированных сталей с особыми свойствами ГОСТ 10052-75)										
	Э-07Х20Н9		-	550	30	-	98	-	-	-
	Э-07Х19Н11М3Г2Ф		-	550	25	-	78	-	-	-
	Э-08Х20Н9Г2Б		-	550	22	-	78	-	-	-
	Э-08Х19Н10Г2МБ		-	600	24	-	68	-	-	-
	Э-10Х25Н13Г2Б		-	600	25	-	68	-	-	-
	Э-03Х15Н9АГ4		-	600	30	-	117	-	-	-
Заклепки ГОСТ 10304-80										
	Ст2, Ст3	диаметр	-	310	-	-	-	-	-	-
	10кп, 15кп	2-24	-	310	-	-	-	-	-	-
	10, 15		-	330	-	-	-	-	-	-
	09Г2		-	380	-	-	-	-	-	-
	12Х18Н9Т		-	430	-	-	-	-	-	-
	АМг5П		-	160	-	-	-	-	-	-

129

Продолжение таблицы П.3.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Болты, винты, шпильки ГОСТ 1759.4-87										
	класс 3.6	диаметр								
	10, 10кп	6-36	190	330	25	-	-	-	-	-
	класс 4.6									
	20		240	400	22	-	-	-	-	-
	класс 5.6									
	30, 35		300	500	20	-	-	-	-	-
	класс 5.8									
	10, 10кп, 20, 20кп		420	520	10	-	-	-	-	-

130

Примечания к таблице П.3.1.

1. Характеристики материалов, не указанных в таблице, устанавливаются по соответствующим техническим условиям и стандартам.

2. В обозначении марки и класса прочности сталей по ГОСТ19281-89 с повышенной стойкостью против атмосферной коррозии, поставляемых по требованию заказчика с гарантированным содержанием меди, добавляется буква Д (09Г2Д, 09Г2СД, и т.д.). Механические характеристики таких сталей идентичны исходным (09Г2, 09Г2С и т.д.).

3. Для отливок из конструкционной стали применяется группа III (ГОСТ 977-88). Термообработка отливок - нормализация или нормализация с отпуском, по режиму завода-изготовителя, с обеспечением соответствующих механических свойств металла.

4. В соответствии со стандартами, в таблице приведены минимальные величины пределов текучести σ_T и прочности σ_B , для отдельных марок сталей даны как минимальные, так и максимальные значения σ_B .

5. В соответствии с принятой в "Нормах" методикой оценки сопротивления усталости, для основных марок сталей, предназначенных для изготовления несущих элементов тележки и кузова (Ст3, сталь 09Г2 и ее аналоги, стали 20, 25 и др., 20Л, 25Л), в таблице даны средние значения σ_{-1} , что соответствует нормативной величине коэффициента запаса сопротивления усталости $[n]=2,0$. Для других марок сталей приведенные в таблице величины σ_{-1} отличаются от средних, и по мере накопления данных могут корректироваться.

6. При отсутствии данных о величинах пределов выносливости для ориентировочных расчетов рекомендуется использовать следующие эмпирические зависимости:

- для малоуглеродистых и низколегированных конструкционных сталей (типа марок Ст3, стали 20, 09Г2, 09Г2С, 10Г2Б, 10ХСНД, 15ГФ):

$$\sigma_{-1} = (0,45-0,5) \sigma_B,$$

- для литых сталей (типа марок 20Л, 25Л, 20ГЛ, 20ФЛ, 20Г1ФЛ):

$$\sigma_{-1} = 0,4 \sigma_B,$$

- для алюминиевых сплавов (типа марок АМг5, АМг6, 1915)

$$\sigma_{-1} = 0,4 \sigma_B.$$

Предел выносливости для деформации растяжения-сжатия σ_{-1P} допускается определять по приближенной зависимости $\sigma_{-1P} = 0,7 \sigma_{-1}$.

7. Пределы текучести материалов швов при дуговой сварке рекомендуется принимать равными для электродов Э42 и Э42А - $0,65 \sigma_B$, марок Э46, Э46А, Э50 и Э50А - $0,6 \sigma_B$,

где σ_B - предел прочности материала шва.

8. Легированные и низколегированные стали, а также алюминиевые сплавы обладают повышенной чувствительностью к концентрации напряжений, особенно в сварных соединениях. Поэтому значения эффективного коэффициента концентрации напряжений должны быть определены экспериментально. При использовании справочных данных, относящихся к малоуглеродистым сталям, значения этого коэффициента для легированных сталей увеличиваются на 20%, а для алюминиевых сплавов - на 40%.

Таблица П.4.1

Основные характеристики резины

Группа твердости	Марка резины	Твердость ГОСТ 263-75	Эластичность по отскоку	E, МПа	G, МПа	μ	ρ , г/см ³
Низкой твердости	7-1847	42.5	52	1.7	0.48	0.492	1.12
	7-ИРП-1346	45.0	60	1.9	0.51	0.489	1.11
	7-6621	42.5	52	1.8	0.50	0.491	1.07
	7-6728	37.5	68	1.5	0.42	0.488	1.08
Средней твердости	7-2959	52.5	50	2.3	0.67	0.487	1.17
	7-ИРП-1347	52.0	58	2.3	0.65	0.428	1.03
	7-6620	55.0	46	2.4	0.70	0.487	1.15
	7-51-1571	57.0	50	2.5	0.72	0.479	1.09
	7-4611	57.5	48	2.6	0.72	0.476	1.28
Выше средней твердости	7-7842	60.0	50	3.3	0.89	0.478	1.12
	4-1537	62.0	50	3.5	0.82	0.485	1.07
	7-ИРП-1357	62.0	57	3.5	0.80	0.480	1.07
Высокой твердости	7-2462	67.5	40	5.7	1.50	0.482	1.40
	7-ИРП-1348	72.5	55	5.9	1.80	0.479	1.15
	7-6700	75.0	41	6.2	1.80	0.476	1.22

Обозначения в таблице:

E - модуль упругости; G - модуль сдвига; μ - коэффициент Пуассона; ρ - плотность по ГОСТ 267-73.

Таблица П.4.2

Основные характеристики резины

Марка резины	Сопrotивление разрыву, МПа	Относительное удлинение, %	Сопrotивление раздиру, кН/м ГОСТ 262-93	Прочность связи резины с металлом при отрыве, ГОСТ 209-75, МПа		Температурный интервал работоспособности, град, С°
				слой латуни	клей лейконат	
	ГОСТ 250-75					
7-1847	18	675	16	5.45	4.30	-50-+80
7-ИРП-1346	18	675	17.5	2.60	1.60	-60-+80
7-6621	18	675	23.5	2.15	1.70	-50-+80
7-6728	17	750	2.8	-	-	-
7-2959	18	550	5.8	5.05	5.45	-50-+80
7-ИРП-1347	18	600	6.0	4.80	1.25	-60-+80
7-6620	18	550	39	3.70	6.75	-50-+80
7-51-1571	19	450	38.5	4.35	1.90	-60-+80
7-4611	7.0	225		3.10	1.95	-60-+80
7-7842	19	500	55	4.00	5.90	-45-+80
4-1537	17.5	375	57.5	-	-	-
7-ИРП-1357	8.0	375	35	5.35	5.00	-
7-2462	7.5	325	41.5	5.15	5.10	-50-+80
7-ИРП-1348	7.5	325	37.5	5.95	6.10	-50-+80
7-6700	7.5	300	51.5	2.65	2.80	-50-+80

Примечания. 1. В таблицах приведены средние значения характеристик резины.

2. Цифра 7 в марке резины означает, что резина пригодна для деталей, работающих в тропическом климате.

3. Величины модулей упругости E и сдвига G рассчитаны с вероятностью P>0,9.

Основные показатели физико-механических свойств древесных пород при 15% влажности

Название пород	Плотность кг/м ³	Предел прочности, МПа				
		сжатие вдоль волокон	статический изгиб	растяжение вдоль волокон	Скалывание вдоль волокон	
					радиальное	тангенсаль- ное
Акация белая	810	66.5	139.2	169	12.6	14
Береза бородавчатая и пушистая	640	46.7	96.7	161	8.5	10.2
Бук	680	47.4	95.3	117.8	10.6	13.2
Граб	810	53.1	121.1	134.7	14.1	17.7
Дуб восточный	710	46.3	75.7	-	11.1	11.9
Ель	450	39.0	70.3	100.3	6.3	6.2
Клен	700	52.0	105.3	-	11.3	12.9
Лиственница	670	54.8	98.7	122.7	9.1	8.6
Пихта белая (карпатская)	430	38.1	66.7	-	6.2	6.3
Пихта сибирская	380	34.4	60.3	65.6	5.8	5.9
Пихта кавказская	440	39.1	72.2	111.8	7.7	8.2
Сосна обыкновенная	510	41.4	75.8	100.9	6.9	6.7
Ясень манжурский	660	45.0	97.9	144.4	12.2	11.4
Ясень обыкновенный	690	49.9	108.3	139	12.6	12.2

Продолжение таблица П.4.3

Название пород	Удельная работа при ударном, изгибе МДж/м ³	Твердость, МН/м			Модуль упру- гости при статическом изгибе, МПа
		торцевая	радиальная	тангенциаль- ная	
Акация белая	9.2	88.1	61.9	71.0	16200
Береза бородавчатая и пушистая	4.5	42.3	33.6	30.0	14000
Бук	3.9	55.6	39.4	40.8	12200
Граб	4.8	82.5	70.1	71.7	13500
Дуб восточный	-	64.8	51.0	56.1	-
Ель	1.9	23.7	16.5	16.6	9300
Клен	3.7	69.0	50.6	53.7	11800
Лиственница	2.5	35.7	26.5	26.7	14000
Пихта белая(карпатская)	1.7	26.0	16.7	16.4	10300
Пихта сибирская	1.4	25.7	15.5	-	8700
Пихта кавказская	2.0	34.0	-	-	10300
Сосна обыкновенная	2.0	26.2	21.7	22.3	11900
Ясень манжурский	3.0	61.2	-	-	13500
Ясень обыкновенный	4.3	73.2	53.4	60.9	11800

Таблица П.4.4

Механические свойства древесных плит и фанеры

Наименование ГОСТ, тип, марка	Толщина, мм	Вид деформации	Предел прочности, МПа
			не менее
Плиты столярные ГОСТ 13715-78	19	изгиб поперек реек	20
Плиты древесноволокнистые ГОСТ 4598-86, марки: ПТ-100 (полутвердые) Т-350 (твердые) Т-400 (твердые) СТ-500 (сверхтвердые)	6, 8, 12	изгиб	10
	2, 3, 4, 5, 6	изгиб	35
	2, 3, 4, 5, 6	изгиб	40
	2, 3, 4, 5, 6	изгиб	50
Плиты древесностружечные ГОСТ 10632-89, марки П-3	16-24	изгиб	24.5
Плиты фанерные ГОСТ 8673-93, марки ПФ-А ПФ-В	25, 45	изгиб	73.5
	12	изгиб	127.5
Фанера клеевая ГОСТ 3916.1-89, марки ФСФ березовая	1.5-18.0	скалывание по клеевому слою	1.2
Пластики древесно-слоистый марки ДСП-А (цельные) ДСП-Б (цельные) ДСП-В (цельные) марки ДСП-Б (составные) ДСП-В (составные) ДСП-Г (составные)	15	сжатие вдоль волокон	176
	15		157
	15		122
	35-60		152
	35-60		118
	35-60		122

137

Таблица П.4.5

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 16338-85	28	25	29	
Винипласт листовой	ГОСТ 9639-71	100	95	55	
Аминопласт	ГОСТ 9359-80	155	40	70	
Литьевой полиметилметакрилат (ЛТП)	ТУ6-05-952-74	70	140	140	
Полиэфирный стеклопластик на смоле ПИ и стеклоткани Т-11 (соотношение 1:1):	ГОСТ 19170-73				
		- по основе	100	230	230
		- по утку	40	130	160
		- под углом 45°	40	70	110

138

ПРИЛОЖЕНИЕ 5

Таблица П.5.1

Порядок расчета для определения рационального расположения подвески редуктора

Условные обозначения	Формула	Размерность	Наименование
1	2	3	4
$\frac{2b}{\overline{CP}_1} = \bar{c}$	$(C_x; C_y)$	мм мм	База тележки Вектор, соединяющий центр поворота рамы тележки при галопировании с осью вала ТЭД в плоскости редуктора (рис.п.5.1)
\bar{r}_i	(r_x, r_y)	мм	Централь редуктора
i	$i \geq 1$	-	Передачное отношение редуктора
δ	-	мм	Максимальная допустимая расцентровка валов шестерни и якоря ТЭД
μ_i	$\frac{\eta_i}{\sqrt{(1-\eta_i^2)^2 + \left(\frac{\Delta}{\pi}\right)^2 \cdot \eta_i^2}}$	-	Коэффициенты динамичности, учитывающие близость частот свободных колебаний тележки и первой формы свободных колебаний привода: μ_1, μ_2, μ_3 - коэффициенты соответственно для подпрыгивания, боковой качки и галопирования тележки

Продолжение таблицы П.5.1

1	2	3	4
η_i	$\eta_i = \frac{\omega_i}{p} *$	-	Отношение частот свободных колебаний подпрыгивания (w_1), боковой качки (w_2) и галопирования (w_3) тележки к частоте p первой формы крутильных колебаний в приводе
Δ	$\ln(A_1/A_2)$	-	Логарифмический декремент затухания свободных крутильных колебаний в приводе
z_1	$0.4K_d f_{ст}/b$	-	Приведенные амплитуды колебаний тележки
z_2	$0 **$	-	
z_3	$0.6K_d f_{ст}/b$	-	
K_d	0.4	-	Коэффициент вертикальной динамики первой ступени
$f_{ст}$	-	мм	Статический прогиб буксового подвешивания
z	$\sqrt{z_1^2 + z_2^2}$	-	Приведенная совокупная амплитуда подпрыгивания и боковой качки тележки

Продолжение таблицы П.5.1

1	2	3	4
y_1	-	мм	Расстояние между продольными осями тележки и редуктора
y_2	-	мм	Половина ширины колеи
ξ_1	1.1z	-	Приведенные амплитуды отклонений тележки от равновесия с учетом квазистатических составляющих прогибов буксовой ступени, при движении в кривых с непогашенным ускорением 0,7 м/с ² , а также сил тяги и торможения
ξ_2	$dS_2 Y_1 / b Y_0$	-	ξ_1 - подпрыгивание
ξ_3	1.2z	-	ξ_2 - боковая качка
ξ	$\sqrt{\xi_1^2 + \xi_2^2}$	-	ξ_3 - галопирование
			ξ - совокупное действие подпрыгивания и боковой качки
dS_2	1.6f _{ст} /b	-	Прогиб первой ступени при движении в кривой с непогашенным ускорением 0,7 м/с ²

Продолжение таблицы П.5.1

1	2	3	4
Промежуточные величины для расчета			
r^2	$r_X^2 + r_Y^2$	мм ²	
$K_{ц1}$	$b r_X / r^2$	-	
$K_{ц2}$	$(C_X \cdot r_X + C_Y \cdot r_Y) / r^2$	-	
b_{ox}	$\xi \cdot (b - K_{ц1} \cdot r_X)$	мм	
b_{oy}	$-\xi \cdot K_{ц1} \cdot r_Y$	мм	
b_0	$\sqrt{b_{ox}^2 + b_{oy}^2}$	мм	
C_{ox}	$\xi \cdot (C_X + K_{ц2} \cdot r_X)$	мм	
C_{oy}	$\xi \cdot (C_Y + K_{ц2} \cdot r_Y)$	мм	
C^2_0	$C^2_{ox} + C^2_{oy}$	мм ²	
C_0	$+\sqrt{C^2_0}$, если знак (b _{ox}) = знак (C _{ox}) или знак (b _{oy}) = знак (C _{oy}) $-\sqrt{C^2_0}$, если знак (b _{ox}) = - знак (C _{ox}) или знак (b _{oy}) = - знак (C _{oy})	мм	
μz	$\sqrt{(\mu_1 \cdot z_1)^2 + (\mu_2 \cdot z_2)^2}$		
X	$\left(\frac{\xi}{\mu \cdot z}\right)^2 \cdot \frac{r^2}{\delta_0^2 - b_0^2 - C_0^2} \cdot \frac{\delta_0}{\delta_0^2 - C_0^2}$		
Y	$-\left(\frac{\xi}{\mu \cdot z}\right)^2 \cdot \frac{r^2 \cdot \delta_0^2}{\delta_0^2 - b_0^2 - C_0^2} \cdot \frac{\xi_3}{\mu_3 \cdot z_3 \cdot b_0 \cdot C_0}$		
Z	$\left(\frac{\xi}{\mu_3 \cdot z_3}\right)^2 \cdot \frac{r^2}{\delta_0^2 - b_0^2 - C_0^2} \cdot \frac{\delta_0^2}{\delta_0^2 - b_0^2}$		

Продолжение таблицы П.5.1

1	2	3	4
\sqrt{D}	$(X-Z)^2 + 4 \cdot Y$		
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. Длина большой оси эллипса
B	$1/\sqrt{\lambda_1}$		
1	2A		
Вспомогательные величины для расчета			
ρ	$\frac{1}{\lambda_2} - \frac{1}{\lambda_1}$		
l_x	$Y \cdot \sqrt{Y^2 + (\lambda_2 - X)^2}$		
l_y	$\frac{\lambda_2 - X}{\sqrt{Y^2 + (\lambda_2 - X)^2}}$		
F_{1x}	$\mu \cdot z \cdot K_1^{\text{II}} + \rho \cdot l_x$		Координаты фокусов эллипса возможных значений передаточных чисел K_1, K_2 кинематической схемы привода
F_{1y}	$\mu_3 \cdot z_3 \cdot K_2^{\text{II}} + \rho \cdot l_y$		
F_{2x}	$\mu \cdot z \cdot K_1^{\text{II}} - \rho \cdot l_x$		
F_{2y}	$\mu_3 \cdot z_3 \cdot K_2^{\text{II}} - \rho \cdot l_y$		

*) В предварительном расчете принимается $\eta_2 = 1$

***) Учитывается в расчете при наличии данных натуральных испытаний

Обобщенная схема крепления опорно-осевого редуктора к раме тележки (в плоскости редуктора)

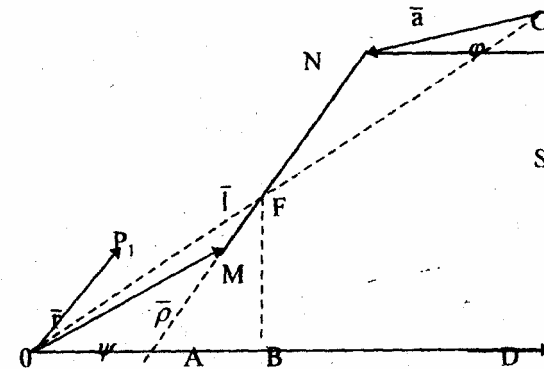


Рис. П.5.1

Примечание. O - ось колесной пары; C - поперечная ось поворота тележки при галопировании; M, N - точки крепления реактивной тяги к корпусу редуктора и раме тележки соответственно; P₁ - ось ведущего вала осевого редуктора и тягового двигателя.

п.5.1. Порядок определения кратчайшего расстояния от эллипса до начала координат.

Точное решение по определению координат точки эллипса, наименее удаленной от начала координат осуществляется на ЭВМ.

Для приближенного расчета этих координат применяется метод, основанный на свойствах эллипса и заключающийся в следующем (рис.П.5.2):

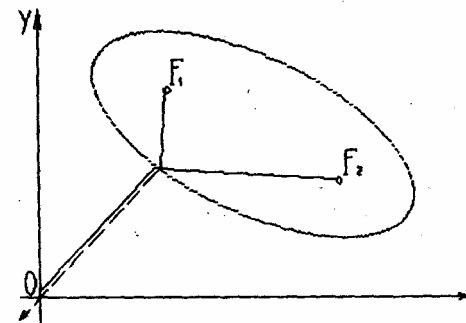


Рис.П.5.2
 Определение кратчайшего расстояния от эллипса до начала координат

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Инструкция по применению габаритов приближения строений. ГОСТ 9238-83 М. «Транспорт», 1988, 143 с.
2. Инструкция по применению габаритов подвижного состава. М. «Транспорт», 1988, 133 с.
3. Кондрашов В.М. Критерий устойчивости экипажа против схода колеса с рельсов. С.75-86 Труды ВНИИЖТ, вып. 548, М. «Транспорт», 1976.
4. Колесин Ю.М. Гиперболическая аппроксимация и преобразование кривой усталости. Вестник ВНИИЖТ, 1987, №2.
5. Henry D.L. Theory of Fatigue Damage Accumulation in Steel. ASME Transactions, 77 (1955), p. 913.
6. Подшипники качения. Справочник-каталог (Под редакцией В.Н. Нарышкина и Р.В. Коросташевского), М., Машиностроение 1984, 280 с., ил.
7. Перель Л. Я., Филатов А.А. Подшипники качения: Расчет, проектирование и обслуживание опор: Справочник — 2-е издание, переработанное и дополненное. М., Машиностроение, 1992, 608 с.

- на координатной плоскости (XY) между точками с координатами (F_{1x}, F_{1y}) и (F_{2x}, F_{2y}) натягивается нить длиной $2A$. 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 находят искомые передаточные числа:

$$K_1 = \frac{S_x}{\mu \cdot z}; \quad K_2 = \frac{S_y}{\mu_3 \cdot z_3};$$

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

$$U_1 = b / K_1; \quad U_3 = b / (1 + K_2).$$

Отрезки U_1 и U_3 показаны на рис. П.5.3.

Определение коэффициентов K_1 и K_2

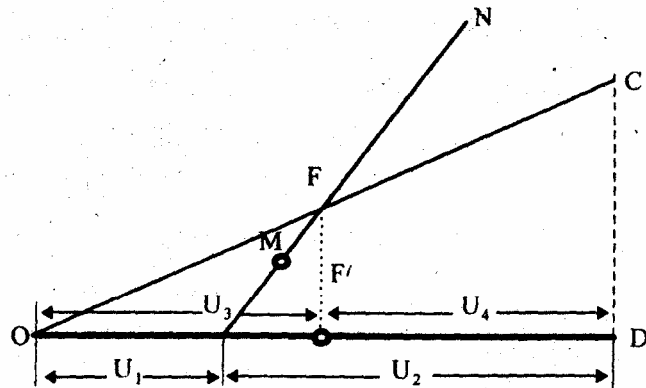


Рис. П.5.3

O — ось колесной пары; C — центр поворота рамы тележки при галопировании; MN — подвеска редуктора; OD — горизонтальный отрезок, проходящий через ось колесной пары, $OD=b$;

$$K_1 = 1 + U_2 / U_1; \quad K_2 = U_4 / U_3.$$

СОДЕРЖАНИЕ

	Стр.
1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ	3
2. НОРМАТИВНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ К ДИНАМИЧЕСКИМ КАЧЕСТВАМ, ПРОЧНОСТИ И РАЗВЕСКЕ ЭКИПАЖЕЙ МВПС	
2.1. Требования к динамическим качествам	6
2.2. Требования к прочности, устойчивости и долговечности	7
2.3. Требования к развеске	8
3. ОБЩИЕ МЕТОДЫ РАСЧЕТА И ОЦЕНКИ ЭКИПАЖЕЙ НА СТАДИИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ И ИСПЫТАНИЙ	
3.1. Общие требования к расчетам	9
3.2. Методы расчета на прочность экипажной части МВПС	10
3.3. К расчетам на устойчивость	13
3.4. Расчетные силы	29
3.5. Динамические показатели, развеска экипажа и методика их определения	35
3.6. Оценка сопротивления усталости и долговечности	39
4. МЕТОДЫ РАСЧЕТА И РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ПРОЕКТИРОВАНИЮ УЗЛОВ ЭКИПАЖА	
4.1. Методы расчета и рекомендации по проектированию кузова	51
4.2. Расчеты и рекомендации по проектированию тележек	56
4.3. Расчеты и рекомендации по проектированию тягового привода	65
4.4. Расчет осей колесных пар	69
4.5. Выбор и расчет подшипников качения колесно-моторных блоков МВПС	78
5. ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ И ПРИМЕНЯЕМЫЕ МАТЕРИАЛЫ	87
ПРИЛОЖЕНИЕ 1	103
ПРИЛОЖЕНИЕ 2	109
ПРИЛОЖЕНИЕ 3	117
ПРИЛОЖЕНИЕ 4	133
ПРИЛОЖЕНИЕ 5	139
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	146