

Установление условий обращения вагонов с увеличенной осевой нагрузкой



Ю. С. Ромен,
доктор техн. наук,
профессор, главный
научный сотрудник,
ОАО «ВНИИЖТ»

Максимальные допустимые в эксплуатации скорости движения для вагонов с повышенной осевой нагрузкой устанавливаются по критериям не только (а для полностью загруженных вагонов и не столько) защиты от схода с рельсов, сколько оптимальных условий эксплуатации инфраструктуры железнодорожного транспорта. Проведенные испытания показали, что максимальные величины сил взаимодействия в большей мере определяются конструкцией и состоянием экипажной части и пути, чем различием в осевой нагрузке.



А. М. Орлова,
доктор техн. наук,
профессор, Петербургский
государственный
университет путей
связи

Железнодорожный путь является наиболее капиталоемкой областью системы, обеспечивающей условия перевозок, и поэтому для него в первую очередь необходимо «определить оптимальные условия эксплуатации, в том числе наибольшие допустимые по прочности пути и рациональные скорости движения поездов. Под рациональными скоростями понимаются такие наибольшие скорости движения, которые при заданных сроках службы элементов пути, заданных расходах на его эксплуатацию, заданной системе эксплуатации пути полностью обеспечивают по прочности его элементов безопасное следование поездов» [1].

В соответствии с изложенным установление условий обращения подвижного состава проводится по принятой методике оценки воздействия подвижного состава на путь по условиям обеспечения его надежности [2], которая обобщенно учитывает результаты действия на путь системы вертикальных и боковых колесных нагрузок. В качестве основного показателя воздействия экипажа на путь принимаются кромочные напряжения в подошве рельса, являющиеся в известной мере интегральным показателем совокупности сил, действующих от колес экипажа. Параметрами, характеризующими результаты действия данного подвижного состава на путь, являются также напряжения в шпалах под подкладкой, в балласте под шпалой и на основной площадке земляного полотна [3]. Они нормируются с учетом повторяемости нагрузок, исходя из условий недопустимости превышения интенсивности накопления остаточных деформаций и норм расхода рабочей силы для поддержания пути в нормальном состоянии.

В таблице приведены критерии для определения допустимого воздействия грузовых вагонов на путь [3].

Общий алгоритм определения скоростей движения, согласно методике [2], состоит в определении максимальных напряжений в кромках подошвы рельсов, полусумм напряжений в наружной и внутренней кромках подошвы рельсов (эти величины с достаточной точностью соответствуют осевым напряжениям в подошве рельса, см. рис. 1), вертикальных и горизонтальных нагрузок от рельсов на шпалы, напряжений на основной

Оценка напряжений в элементах пути под новым подвижным составом строится на использовании экспериментальных зависимостей типа напряжение – функция силы. Определение допускаемых скоростей движения подвижного состава новой конструкции проводится, как правило, на основании испытаний на одной конструкции пути определенного состояния. Установление условий обращения для других конструкций и участков пути проводят на основании теоретических исследований и экспертных оценок, базирующихся на опыте предыдущих исследований и эксплуатации.

Основной базой для расчетов по установлению скоростей движения является совокупность боковых и вертикальных сил, действующих на рельсы под исследуемым экипажем в зависимости от скорости его движения по данному участку пути.



М. С. Тихов,
канд. техн. наук,
заместитель генерального
директора,
ООО «ИЦ ВЭИП»



А. В. Зверталонок,
канд. техн. наук,
заведующий отделением
«Комплексные исследования
по взаимодействию пути
и подвижного состава»,
ОАО «ВНИИЖТ»

Таблица 1. Данные для определения допускаемых скоростей движения по условиям воздействия на путь

Показатель	Метод определения	Применение
Напряжения в кромках подошвы рельсов	Экспериментальный в двух кривых участках пути, расчетный для пути других конструкций и кривых других радиусов	Не должны превышать 240 МПа
Боковые силы	Экспериментальный в двух кривых участках пути	Не должны превышать 100 кН
Отношение макс. горизонтальной нагрузки на шпалу к средней вертикальной	Экспериментальный в двух кривых участках пути	Не должно превышать 1,4 для пути на щебеночном балласте и 1,1 на гравийном
Напряжения на основной площадке земляного полотна	Расчетный для опытных участков пути (прямые, кривые) и различных конструкций верхнего строения пути	Не должны превышать 0,08 МПа
Погонная нагрузка на путь от тележки экипажа	Расчетный для опытных участков пути (прямые, кривые)	Не должна превышать 168 кН/м
Коэффициенты вертикальной динамики	Экспериментальный для опытных участков пути (прямые, кривые)	0,7 — для порожних грузовых вагонов; 0,6 — для груженых грузовых вагонов
Рамные силы	Экспериментальный	0,38Рст — для порожних вагонов на пути с щебеночным балластом; 0,30Рст — для груженых вагонов; 0,25Рст — для всех типов подвижного состава на пути с балластом с глинистыми включениями

площадке земляного полотна и динамической погонной нагрузки.

Кромочные напряжения являются параметром, определяющим прочность рельса. Они обуславливаются совокупностью вертикальных и боковых нагрузок, а также моментов от приложения боковых сил и смещения точки контакта колеса на головке рельса.

При расчетах кромочные напряжения в рельсах определяются по формуле:

$$\sigma_k = f \cdot \sigma_o,$$

где f — коэффициент перехода от осевых напряжений изгиба в подошве рельса, обусловленных только величиной вертикальных сил, к кромочным напряжениям, обусловленным горизонтальными поперечными силами и положением точки приложения вертикальной нагрузки;

коэффициент f для конкретного экипажа определяется экспериментально-расчетным способом или по расчетам вписывания экипажа;

σ_o — осевые напряжения в подошве рельса, которые, согласно методике [2], рассчитывают по формуле:

$$\sigma_o = \frac{1}{4 \cdot k \cdot W} \cdot P_{экв}^I,$$

где k — коэффициент относительной жесткости рельса и рельсового основания, m^{-1} ;

$P_{экв}^I$ — эквивалентный груз, заменяющий по своему воздействию динамическое давление системы нагрузок, зависит от совокупности внешних нагрузок, зависит от совокупности внешних нагрузок: силы в рассматриваемом сечении рельса и воздействия соседних колес экипажа.

$$P_{экв}^I = P_{cp} + 2.5 \cdot S + \sum_i P_{cp} \cdot \mu_i,$$

где P_{cp} — сумма средних значений всех вертикальных сил от расчетного колеса, кг;

$\mu_i = e^{-kl_i} (\cos kl_i - \sin kl_i)$ — ординаты линии влияния изгибающих моментов рельса;

l_i — расстояния между смежной и расчетной осью;

$$P_{cp} = P_{cm} + P_{cp}^p,$$

где P_{cm} — статическая нагрузка от колеса на рельс, Н;

$$P_{cp}^p = 0,75 \cdot P_p,$$

где P_p — максимальная динамическая нагрузка колеса на рельс от вертикальных колебаний наддрессорного строения, кг.

Среднее квадратическое отклонение динамической вертикальной нагрузки колеса на рельс S определяется композицией законов распределения его составляющих.

Поскольку коэффициент f определяется соотношением вертикальной нагрузки и моментов, действующих в сечении рельса, он зависит в основном от радиуса кривой и конструктивных особенностей экипажа. На его величину в малой степени влияет конструкция пути, обуславливающая его жесткостные и инерционные параметры. Значения параметров конструкции пути входят в выражение для определения осевых напряжений и тем самым обуславливают величину кромочных напряжений, которая определяется произведением осевых напряжений на f .

При испытаниях величина коэффициента f определяется по полуэмпирической формуле:

$$f = \frac{\sigma_k^2 + \Delta\sigma_o}{\sigma_o^p},$$

где σ_k — максимальное вероятное значение напряжений в кромках подошвы рельсов;

$\Delta\sigma_o = \sigma_o^p - \sigma_o$ — разность между расчетным и экспериментальным значениями осевых напряжений;

σ_o^p и σ_o — соответственно расчетное и экспериментальное (соответствующее максимальному напряжению в кромках подошвы рельсов) максимальные вероятные значения осевых напряжений.

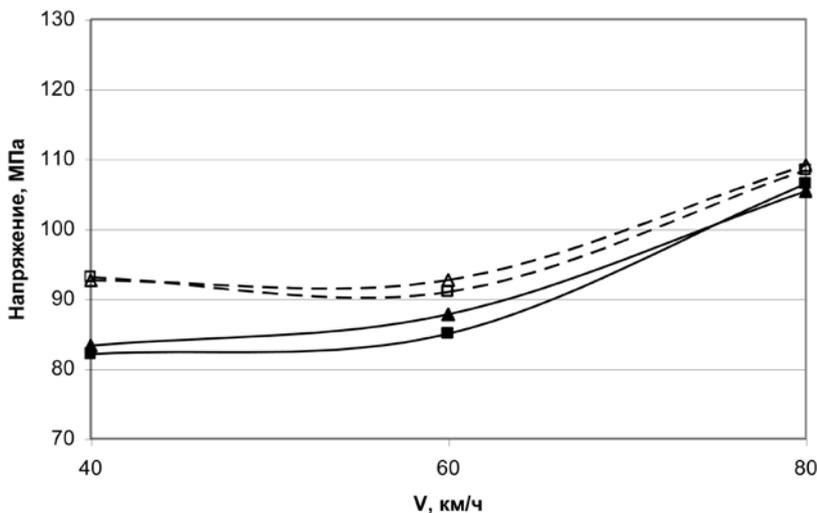


Рис. 1. Величины осевых и полусумм кромочных напряжений на наружном рельсе в кривой R=350 м под вагонами с осевой нагрузкой 25 тс (18-9855) и 23,5 тс (18-100)

Расчетные величины осевых напряжений, зависящие только от вертикальной нагрузки, определяют по приведенной выше формуле, а экспериментальные значения вычисляют как полусумму кромочных напряжений в том случае, если осевые напряжения не определяли непосредственно в процессе испытаний. На рис. 1 были приведены величины полусумм кромочных и осевые напряжения, полученные в эксперименте под двумя типами тележек с осевыми нагрузками 25 тс и 23,5 тс.

Коэффициенты f для опытных участков выбирают из вариантов движения с максимальной скоростью (или с максимальным непогашенным ускорением для дальнейшего согласования между собой).

Принятые расчетные значения коэффициента f в опытных участках пути используются для определения этого коэффициента в кривых других радиусов. Зависимость коэффициента f от радиуса кривой для любых конструкций пути определяется по формуле:

$$f = f_{np} + A \cdot R^{-1},$$

где f_{np} — значение коэффициента f в прямом участке пути;

A — коэффициент, определяемый как среднее значение величины f в опытных кривых участках пути (расхождение по отдельным кривым, как правило, не должно превышать 10%);

R — радиус кривой в метрах.

Для расчета ограничений скорости на пути различной кривизны и различных конструкций верхнего строения определяют нормированные допускаемые осевые напряжения

$$[\sigma_o] = \frac{[\sigma_k]}{f},$$

здесь $[\sigma_o]$ — допускаемое значение норматива кромочных напряжений [3].

Далее полученные значения нормированных осевых напряжений сравниваются с расчетными в каждом варианте кривизны пути и конструкции верхнего строения и определяется такая величина скорости, при которой расчетные осевые напряжения ниже нормированных.

Наиболее информативным инструментом для непосредственного определения сил взаимодействия в системе колесо – рельс на участках пути достаточной протяженности является тензометрическая колесная пара, подкатываемая под испытываемый экипаж [4]. Однако этот инструмент имеет два ос-

новных недостатки: трудоемкость изготовления и сложность определения параметров взаимодействия при наличии износов в системе колесо – рельс, приводящих к изменению профиля поверхности катания. Поэтому применение тензометрической колесной пары целесообразно при проведении испытаний подвижного состава новой конструкции, для которой неизвестны корреляционные соотношения между силами взаимодействия каждого рельса с колесной парой, рамными и вертикальными силами, действующими от колесной пары на элементы конструкции ходовых частей, и их влияние на величины ускорений экипажа.

При проведении испытаний с измерениями воздействия подвижного состава на элементы конструкции пути более простым, хотя и несколько менее информативным, является метод Шлупфа, при котором измерения сил взаимодействия осуществляют не на дисках колес, а на рельсе [5]. К сожалению, в этом случае удается получить значения сил взаимодействия только дискретно в сечениях на отдельных участках пути.

При проведении испытаний известного экипажа после его модернизации или изменений условий эксплуатации ограничиваются упрощенным способом: определяют только силы, действующие от наддресорного строения на колесную пару, и ускорения элементов конструкции. Полученная информация позволяет оценить работоспособность рассматриваемой системы ходовых частей экипажа и определить рациональные условия ее эксплуатации. По полученным данным расчетными методами определяют нагруженность элементов пути.

Поскольку при исследованиях по воздействию на путь нового подвижного состава большое значение имеет состояние пути на участке проведения измерений, обычно такие испытания проводят как сравнительные. В качестве эталона используют экипаж с известными динамическими параметрами, для которого уже накоплен опыт эксплуатации. Основным критерием при выборе как эталона, так и участка пути, является не превышение допустимых условий взаимодействия.

Испытания для установления допускаемых скоростей движения по условиям взаимодействия подвижного состава и пути проводят обычно в прямой, пологой и крутой круговых кривых (радиусы

кривых порядка 650 м и 350 м) и на стрелочных переводах с измерениями динамических и силовых процессов.

Основными параметрами при определении предельных в эксплуатации скоростей является совокупность величин вертикальных и поперечных сил, действующих в системе колесо – рельс и в элементах конструкции пути.

Поскольку все измеряемые параметры как на экипаже, так и в пути являются случайными величинами, при обработке результатов испытаний обычно определяют средние и максимальные вероятные значения амплитуд исследуемых процессов. В России обработка ведется с вероятностью 0,994–0,996 (2,51–2,65 величины среднеквадратического отклонения σ), при обработке по методике UIC [4] эта величина составляет 99,85 %, что соответствует 2,97 σ .

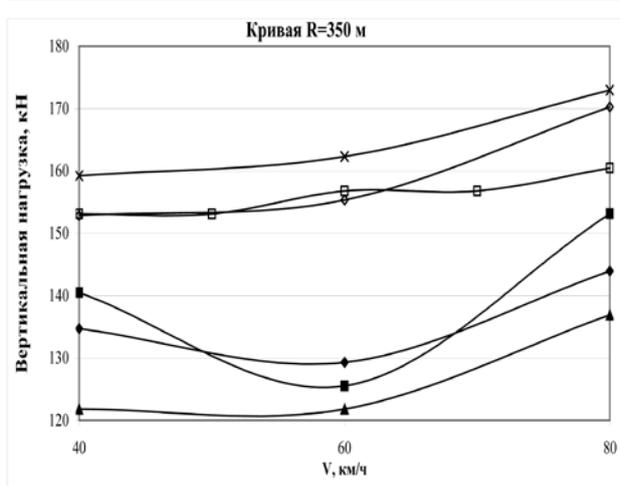
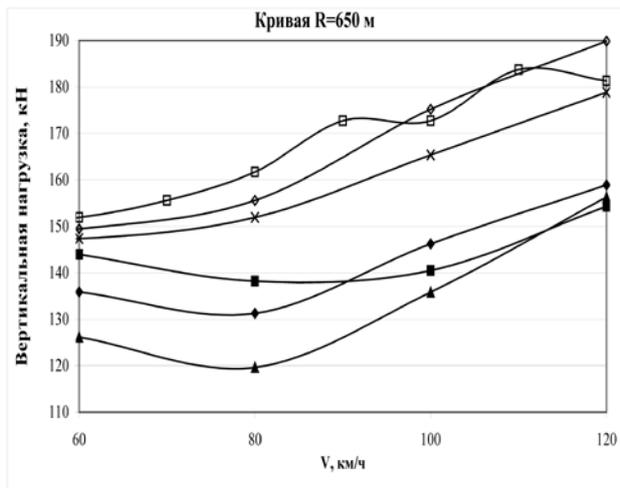
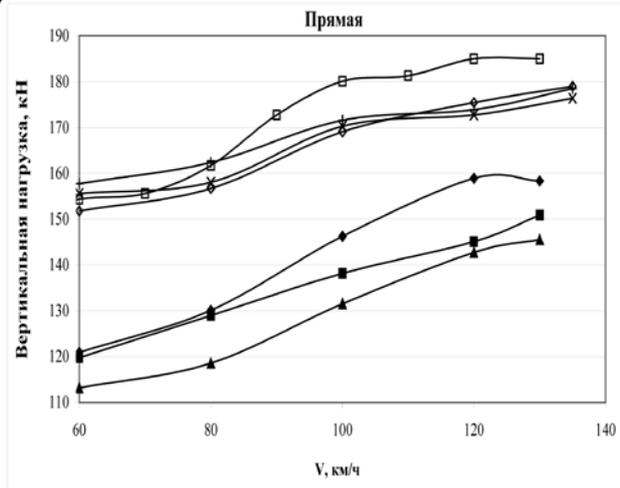
Многолетний опыт испытаний и исследований процессов взаимодействия подвижного состава и пути показал, что увеличение указанных значений допустимой вероятности не приводит к заметным изменениям результатов анализа, так как приборные погрешности на порядок перекрывают величины разброса максимальных значений экстремальных амплитуд.

На рис. 2 и 3 приведены результаты измерений вертикальных нагрузок на буксы и рамных сил вагонов с осевой нагрузкой 23,5 тс и 25 тс, полученные на скоростном полигоне ВНИИЖТ в разные годы. В качестве эталона на всех испытаниях был принят полувагон на тележках 18-100, взятый из эксплуатации. Состояние экипажной части эталона соответствовало принятым нормативам. Испытания проводили в 2004, 2007 и 2010 гг.

Из приведенных данных видно, что на вагонах, принятых в качестве эталонов, результаты измерений в разные годы могут существенно различаться несмотря на то, что испытания проводятся на одних и тех же участках пути. Такое явление можно объяснить различным состоянием как пути (хотя путь на полигоне соответствовал оценке «хорошо»), так и вагонов (их состояние также соответствовало требованиям инструкций). Кроме того, следует учитывать влияние погрешностей аппаратуры и различие погодных условий.

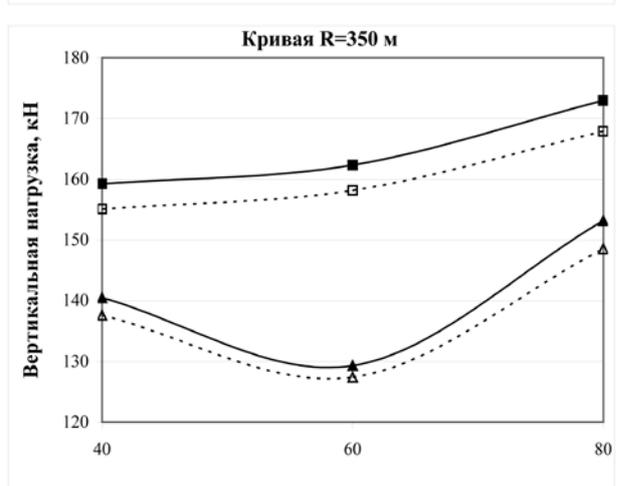
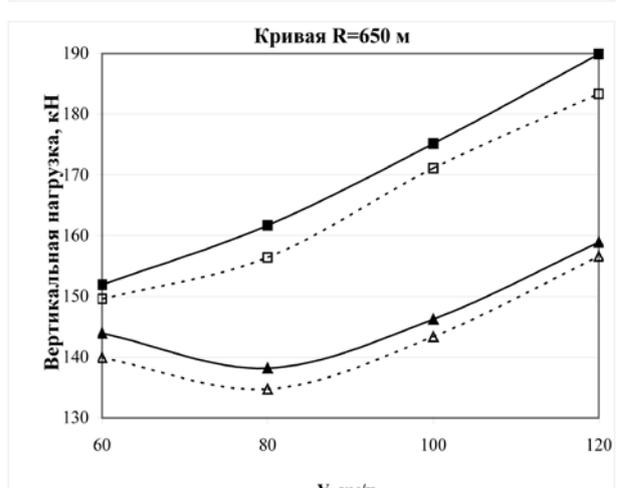
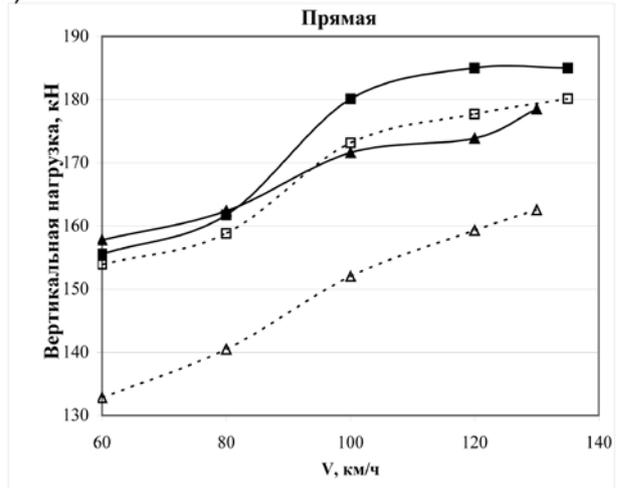
По данным испытаний увеличение осевой нагрузки на 6–13 % (сравнение вагонов с осевой нагрузкой 22 тс, 23,5 тс и 25 тс) не приводит к такому же уве-

а)



- п/в на тел. 18-9855, Рос. 25 тс (2010)
- ◆ п/в Тпр на тел. 18-100, Рос. 23,5 тс (2007)
- тел. 18-194 (УВ31), Рос. 25 тс (2004)
- тел. 18-100, Рос. 23,5 тс (2004)
- п/в Тпр на тел. 18-578, Рос. 23,5 тс (2007)
- ▲ эталон на тел. 18-100, Рос. 22 тс (2007)
- ✱ тел. 18-194 (УВ32), Рос. 25 тс (2004)

б)



- макс., Рос. 25 тс
- ▲ макс., Рос. 23,5 тс
- в--- ср. макс. знач., Рос. 25 тс
- Δ--- ср. макс. знач., Рос. 23,5 тс

Рис. 2. а) Вертикальные нагрузки на буксы испытанных вагонов; б) Максимальные и среднемаксимальные величины сил групп вагонов с осевой нагрузкой 23,5 тс и 25 тс

личению вертикальных и рамных сил. Объясняется это тем, что при изменении осевых нагрузок в этом диапазоне основное влияние на величину динамических процессов в экипаже оказывают состояние ходовых частей, величины

неровностей пути и погодные условия. Для более четкого выявления влияния осевой нагрузки наряду с графиками максимальных величин вертикальных и рамных сил, действующих на первые колесные пары вагонов, были

построены также графики максимум максимум и среднемаксимальных значений для групп вагонов с одинаковыми осевыми нагрузками 23,5 тс и 25 тс (вагон с нагрузкой 22 тс при этом не рассматривался).

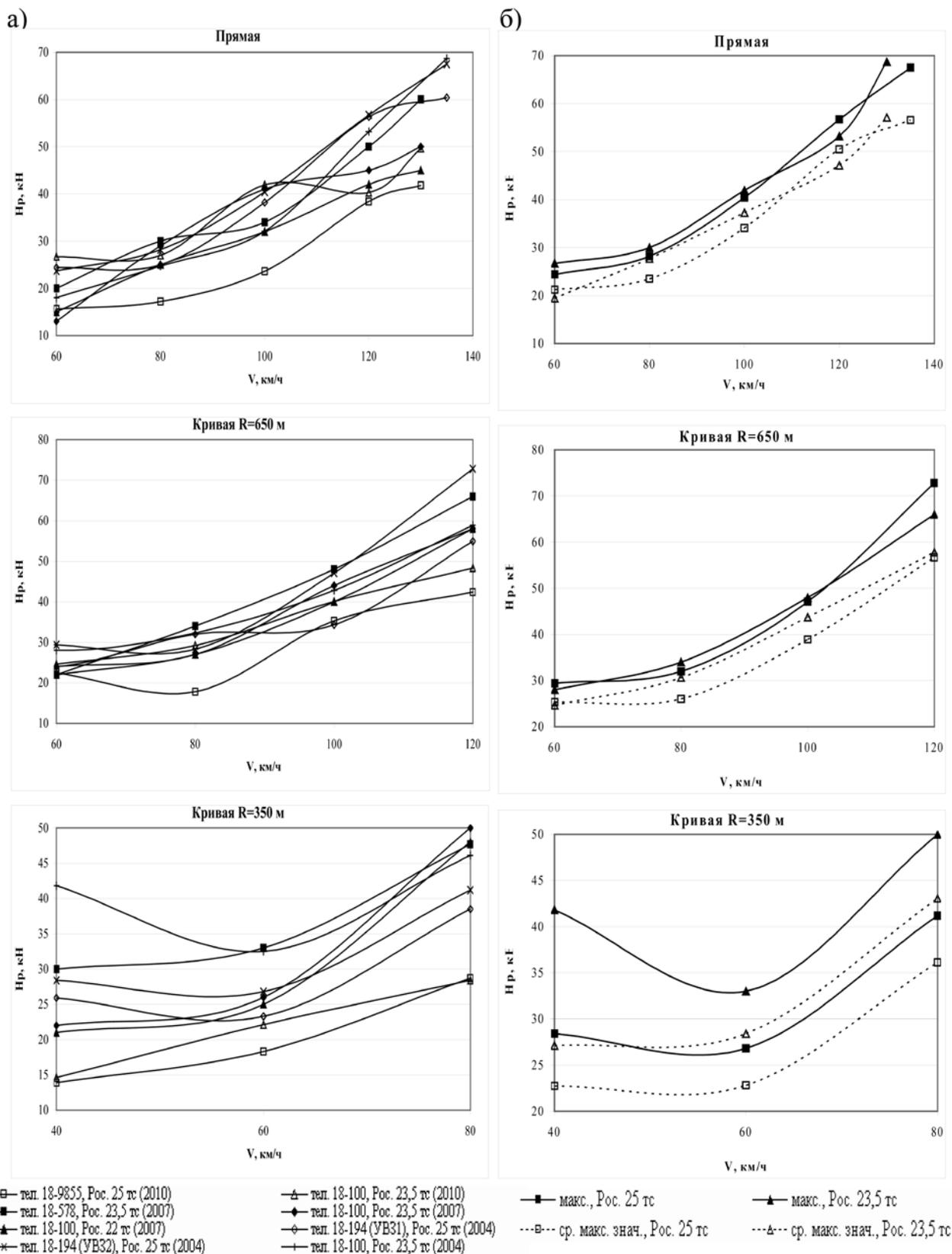


Рис. 3. а) Рамные силы испытанных вагонов; б) максимальные и среднемаксимальные величины сил групп вагонов с осевой нагрузкой 23,5 тс и 25 тс

Из графиков на рис. 2 видно, что в прямой увеличение статической нагрузки на 1,5 тс приводит к увеличению максимальных нагрузок на буксы на 6 % при скоростях движения свыше 80 км/ч. Увеличение средних значений

вертикальных нагрузок на буксы составляет 12 %. В кривых увеличение не превышает 4 % как для максимальных, так и для средних значений. Если рассматривать разброс значений у вагонов с одинаковой осевой нагрузкой, то

он составляет около 6 % для нагрузки 25 тс и 14 % – для 23,5 тс.

Однако различие в осевых нагрузках проявляется только в измерениях вертикальных воздействий наддрессорного строения. На величины рамных сил как

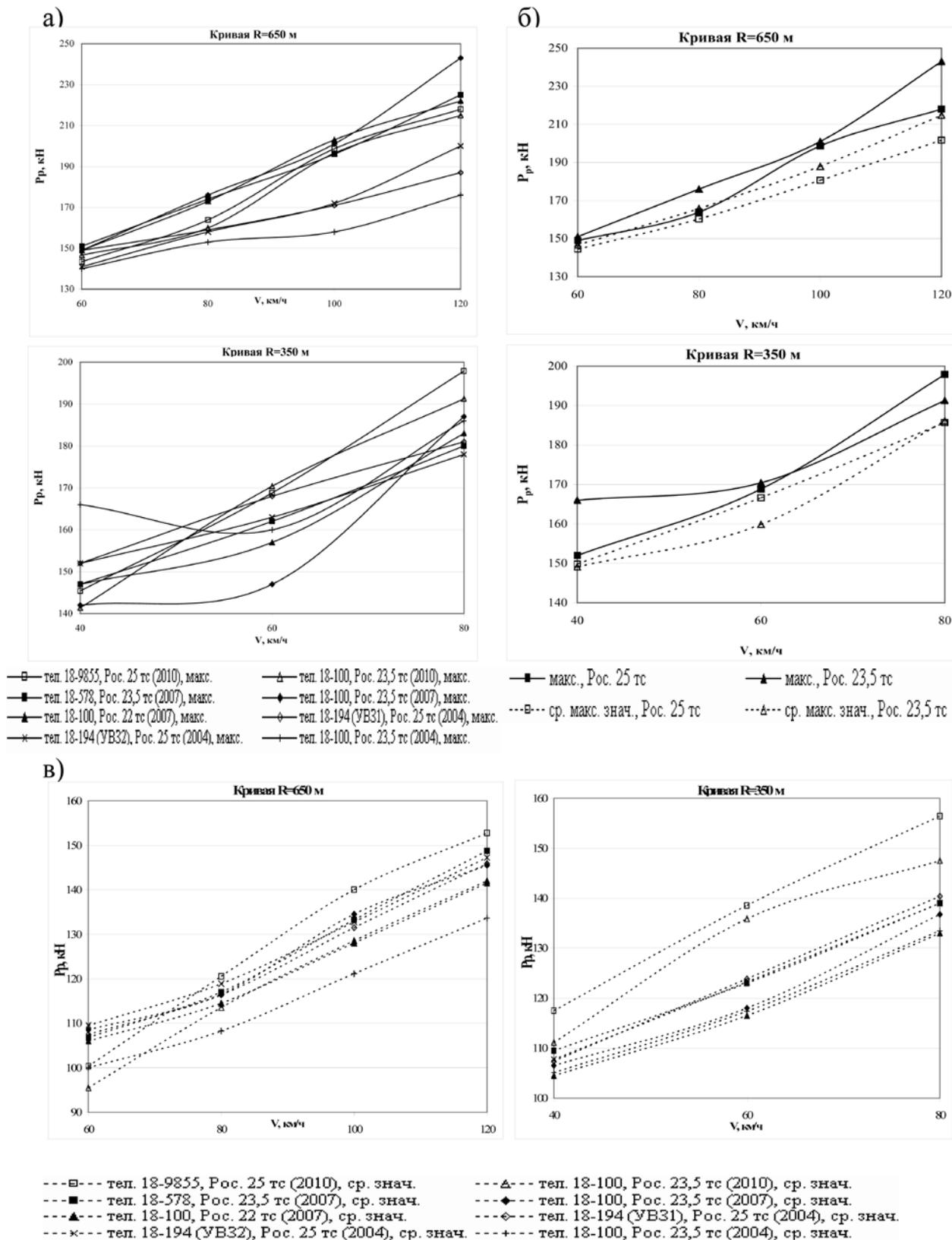


Рис. 4. Вертикальные нагрузки на рельс: а) максимальные величины; б) максимальные и среднemaxимальные значения при различных осевых нагрузках; в) средние значения

в прямых, так и в кривых оказывает влияние состояние экипажной части, которое, как видно из графиков рис. 3, приводит к разнице величин около 30 %.

Силы и напряжения в пути определяли при помощи приборов, установленных в

сечениях пути. В эксперименте все опытные вагоны проходили по одному и тому же прибору, что уменьшало погрешности, обусловленные конструкцией приборов на разных экипажах. Однако хотя в этом случае испытываемый вагон и эталон про-

ходят по одному прибору, в различных испытаниях приборы располагаются на пути с различным сочетанием неровностей, что не позволяет объяснить разброс результатов только различием в состоянии экипажной части подвижного состава.

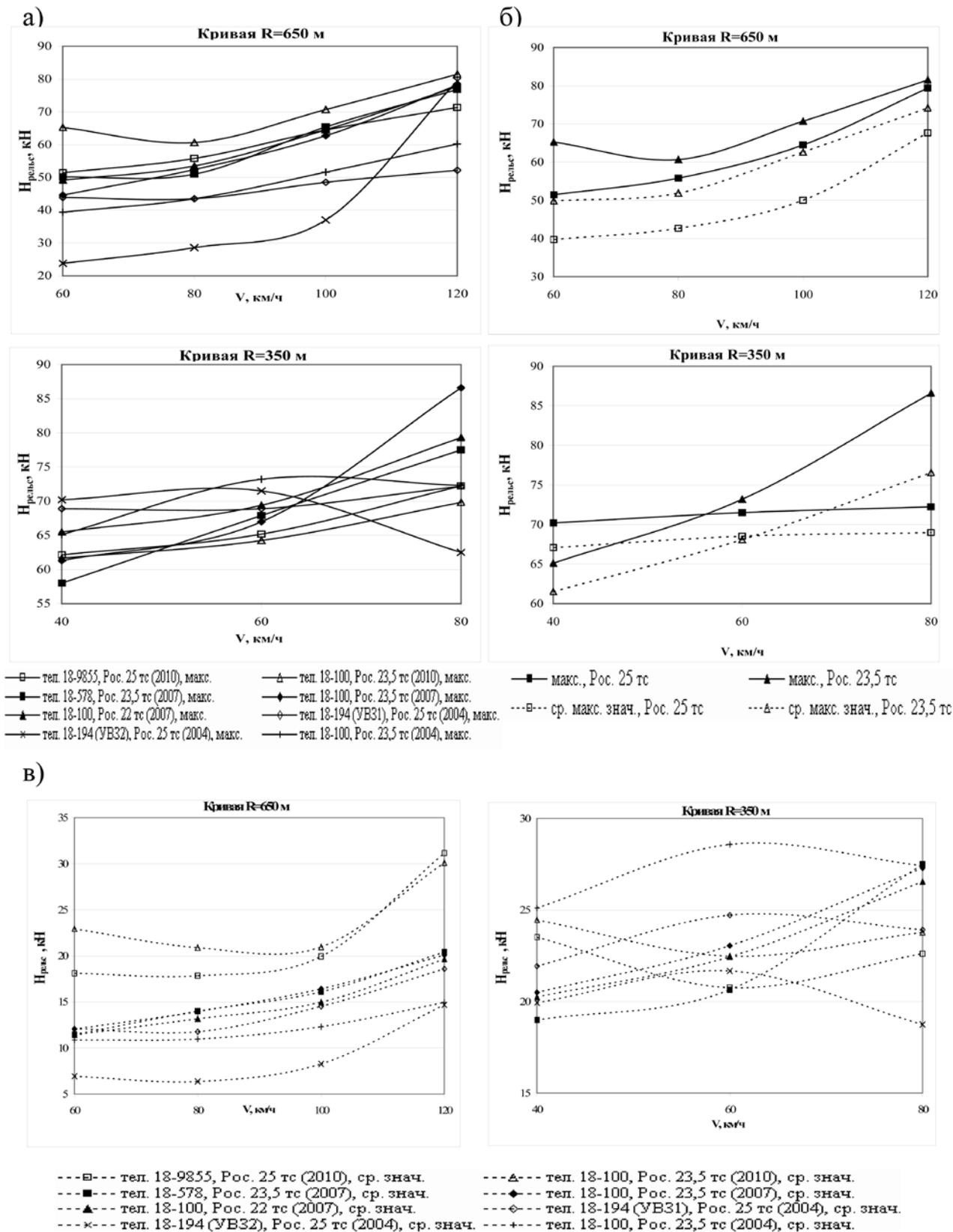


Рис. 5. Горизонтальные нагрузки на рельс: а) максимальные величины; б) максимальные и среднемаксимальные значения при различных осевых нагрузках; в) средние значения

На рис. 4 и 5 приведены результаты измерения вертикальных и боковых сил, действующих на рельс, зарегистрированные по методу Шлюмпфа [5] в кривых радиусами 650 и 350 м. Разброс максимальных значений сил, действующих

на рельс, в кривой R = 650 м достигает 30 %, в кривой R = 350 м, где процессы вписывания протекают более плавно, – 15 %. Величины осевых нагрузок не оказывают заметного влияния на максимальные значения как вертикальных,

так и боковых сил. Однако величины средних значений сил, действующих на рельс, для осевых нагрузок 25 тс увеличиваются для вертикальных сил на 500–600 кг (при средних величинах порядка 14 тс), для боковых сил – на 200–250 кг

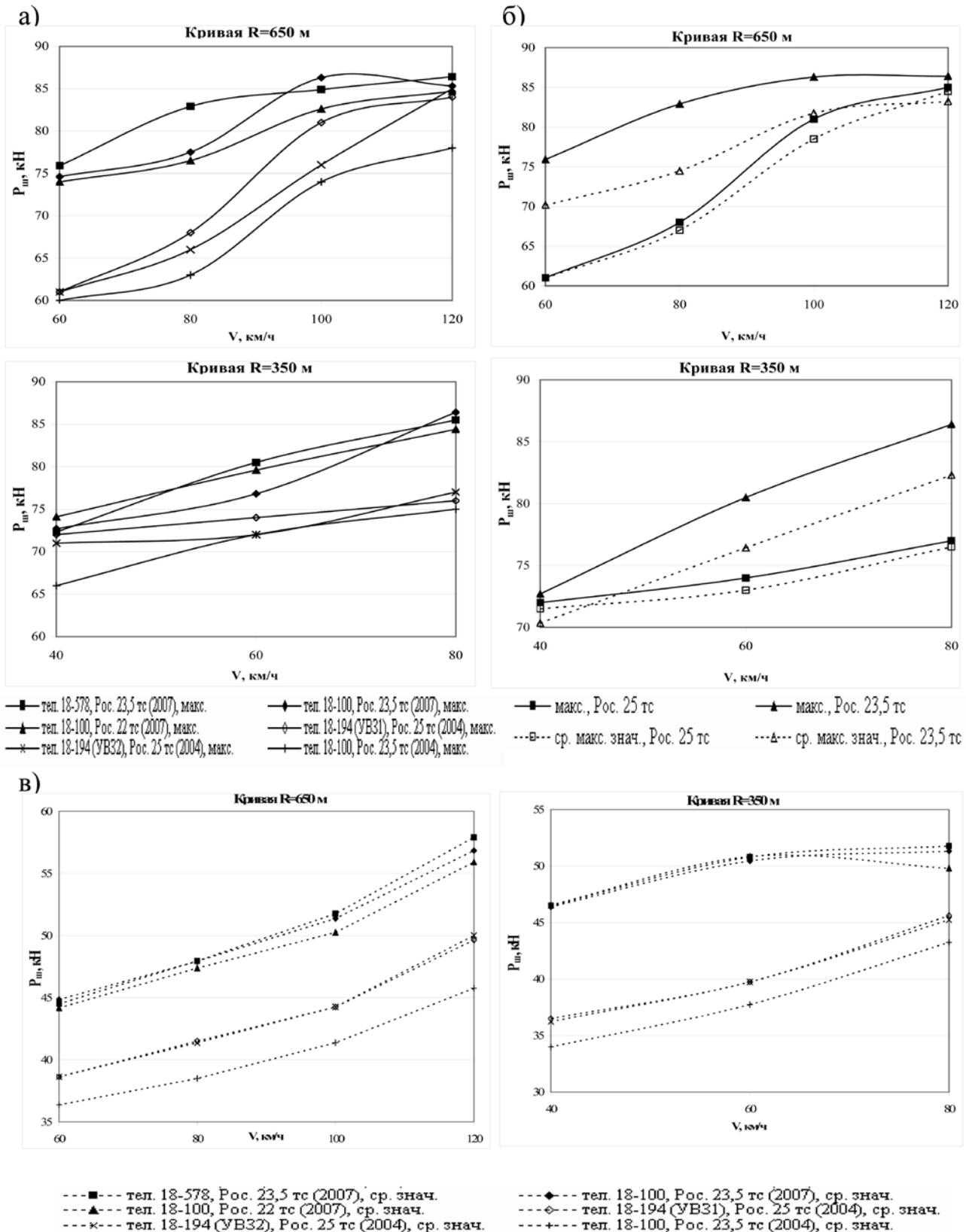


Рис. 6. Вертикальные нагрузки на шпалы: а) максимальные величины; б) максимальные и среднemaxимальные значения при различных осевых нагрузках; в) средние значения

(при средних величинах порядка 2,5 тс).

На рис. 6 и 7 приведены величины сил, действующих на шпалы в кривых, для совокупности вагонов, испытанных в 2004 и 2007 гг. Из приведенных графиков видно, что на испытаниях 2007 г. зарегистрированы

нагрузки примерно на 10 % больше, чем в 2004 г., несмотря на то, что в 2004 г. испытывались вагоны с осевой нагрузкой 25 тс, а в 2007 г. – 23,5 тс и 22 тс. Такие результаты можно объяснить различным состоянием пути на полигоне.

Тем не менее, вертикальные нагрузки на шпалу в одних и тех же ездах от вагона с нагрузкой 25 тс больше в среднем на 4–5 %, чем от вагона с осевой нагрузкой 23,5 тс, а от вагонов с осевой нагрузкой 23,5 тс в среднем больше, чем от вагона, загру-

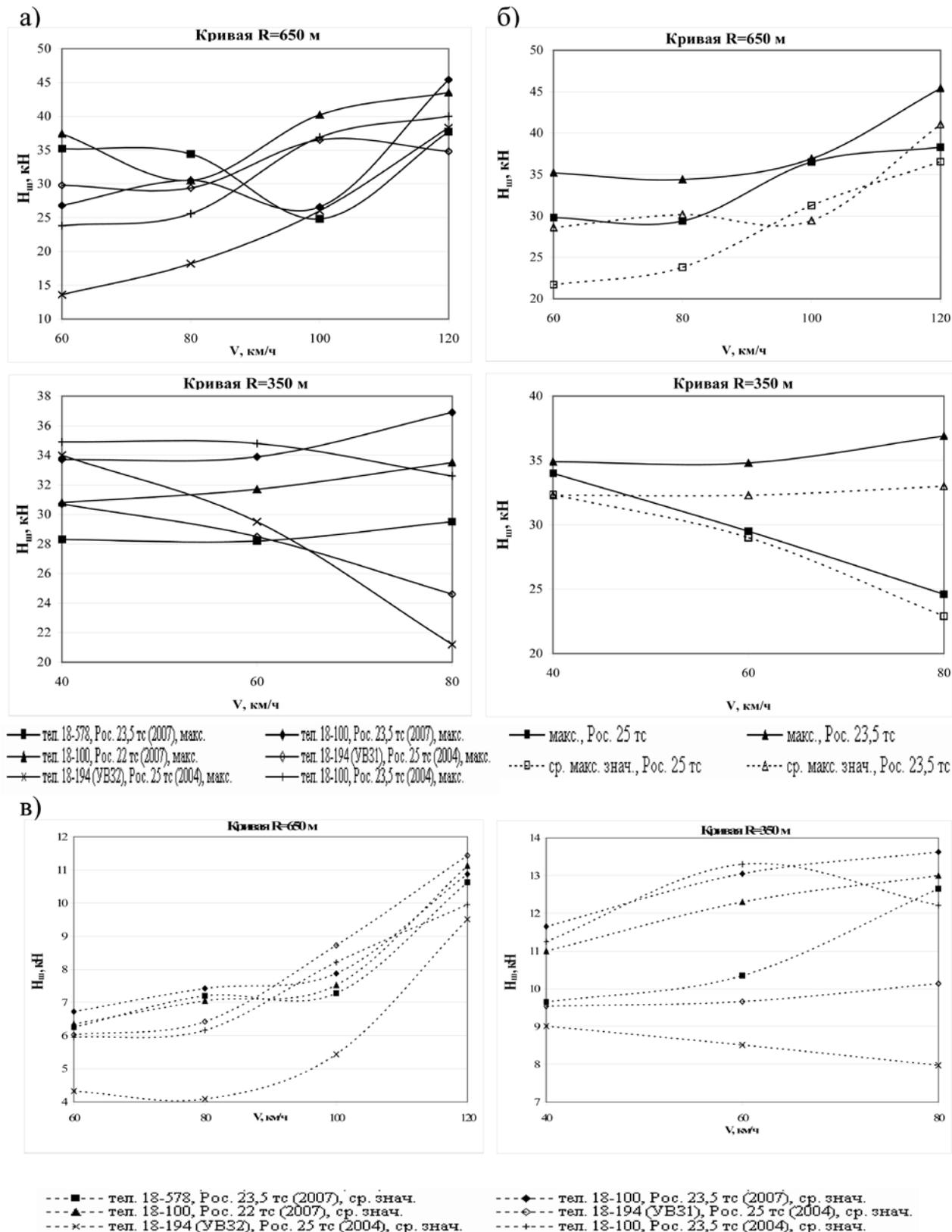


Рис. 7. Горизонтальные нагрузки на шпалы: а) максимальные величины; б) максимальные и среднемаксимальные значения при различных осевых нагрузках; в) средние значения

женного до 22 тс, на 3–4 %. Аналогичные результаты получены и для горизонтальных сил. Та же тенденция наблюдается для величин напряжений в кромках подошвы рельса, графики изменения которых приведены на рис. 8 и 9.

Установление условий обращения для разных конструкций пути проводится расчетом по утвержденной методике [2].

Основой для проведения расчетов элементов пути на прочность и установ-

ления на их базе скоростей движения являются испытания подвижного состава для определения сил взаимодействия данного экипажа и пути хорошего состояния как в прямых, так и в пологих и крутых кривых.

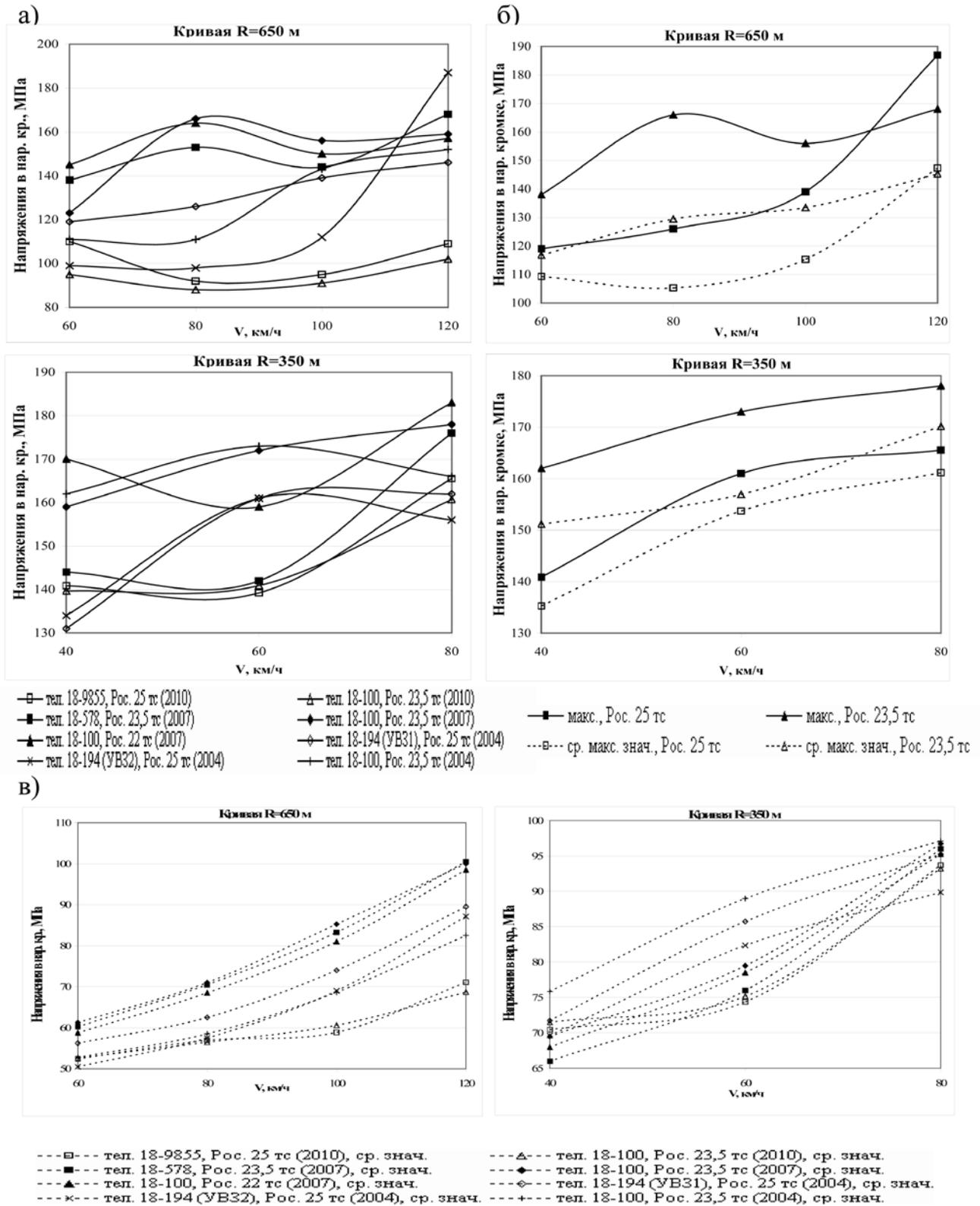


Рис. 8. Напряжения в наружной кромке подошвы рельса: а) максимальные величины; б) максимальные и среднemaxимальные значения при различных осевых нагрузках; в) средние значения

Для установления скоростей движения вагонов с осевой нагрузкой 25 тс в разное время были проведены испытания, при которых сравнивали воздействие на путь опытных вагонов и эксплуатируемых на сети полувагонов на тележках 18-100 с осевой нагрузкой 23,5 тс.

Проведенные испытания показали, что максимальные величины сил взаимодействия в большей мере определяются конструкцией и состоянием экипажной части и пути, чем различием в осевой нагрузке, которое при увеличении нагрузки до 25 тс составляет 6 %, в то время как разброс в максимальных

величинах динамических параметров вагонов и их воздействия на путь доходит до 30 %.

Для вагонов на тележках типа ЦНИИ-Х3 средние значения параметров взаимодействия при увеличении осевой нагрузки с 23,5 тс до 25 тс обычно не превышают 5–6 %.

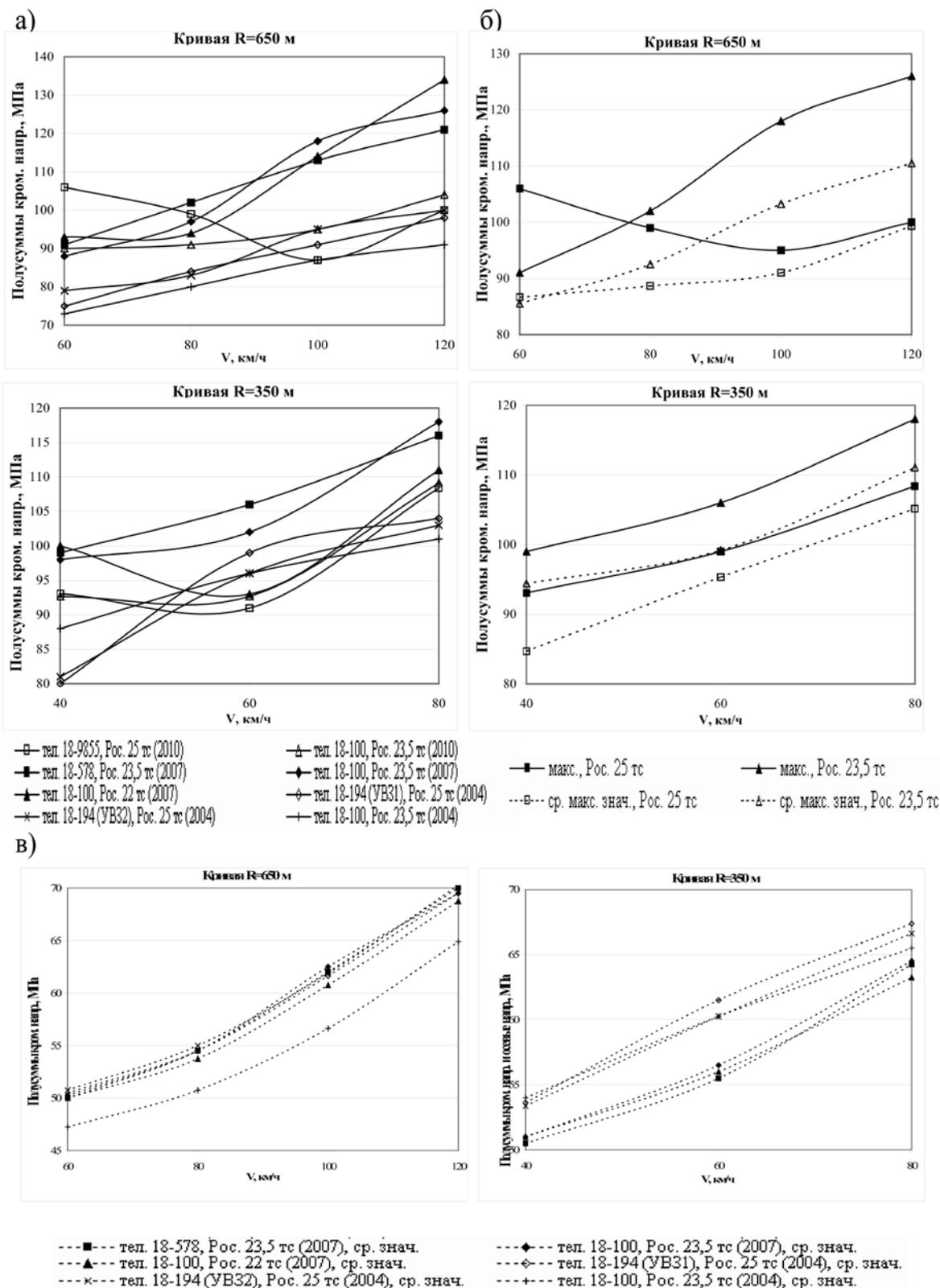


Рис. 9. Полусуммы напряжений в кромках подошвы рельса: а) максимальные величины; б) максимальные и среднemaxимальные значения при различных осевых нагрузках; в) средние значения

Литература

- Вериго М. Ф. Основные принципиальные положения разработки новых правил расчетов железнодорожного пути на прочность с использованием ЭВМ // Тр. ВНИИЖТ. 1967. Вып. 347. С. 106–150.
- Желнин Г. Г., Каменский В. Б., Лысюк В. С. Методика оценки воздействия подвижного состава на путь по условиям обеспечения его надежности. № ЦПТ-52/14 / МПС. М., 2000.
- Приказ МПС РФ № 41 от 12 ноября 2001 г. Нормы допускаемых скоростей движения подвижного состава по железнодорожным путям колеи 1520 (1524) мм федерального железнодорожного транспорта. М., 2001.
- UIC 518:2003. Testing and approval of railway vehicles from the point of view of their dynamic behavior – Safety – Track fatigue – Ride quality.
- Weber H. H. Zur direkten Messung der Kräfte Zwischen Rad und Schiene // Elektrischen Bahnen. Bern, 1961. № 5. S. 93–110.