

исследованиями. Как видно из табл. 1, при безрессорном варианте отклонения составляют 10,4 %, а с системой поддрессирования 9,5 %.

Таким образом, проведенные теоретические и экспериментальные исследования доказывают эффективность введения вторичного поддрессирования перевозимого на шасси тягача роспуска. Разработанная методика позволяет с достаточной точностью выбрать параметры системы поддрессирования.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля. — М.: Машиностроение, 1972. — 392 с.
2. Гастев Б.Г., Мельников В.И. Основы динамики лесовозного подвижного состава. — М.: Лесн. пром-сть, 1967. — 218 с.
3. Яценко Н.Н., Прутчиков О.К. Плавность хода грузовых автомобилей. — М.: Машиностроение, 1969. — 220 с.

УДК 629.114.2: 624.04

С.П.МОХОВ, А.Р.ГОРОНОВСКИЙ,
С.С.МАКАРЕВИЧ, канд. техн. наук (БТИ),
Г.В.МАРТЫНЕНКО (МАЗ)

ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ РАМ ПРИЦЕПНЫХ СРЕДСТВ

Рамы автомобильных прицепных средств являются сложными пространственными системами, состоящими из тонкостенных стержней. Это представляет значительную сложность для анализа их напряженно-деформированного состояния и оценки конструкции. Эти параметры важно определить на стадии проектирования и доводки опытных образцов.

Исследования проводились расчетным путем с использованием метода конечных элементов на серийных типовых прицепах и полуприцепах общетранспортного назначения МАЗ грузоподъемностью 70-262 кН, также широко применяемых на предприятиях и организациях лесной отрасли промышленности для перевозки короткомерной лесопродукции и различного оборудования.

При проведении исследований расчетным путем были разработаны алгоритм и программа расчета на ЭВМ ЕС. Алгоритм расчета сводился к последовательности матричных операций, после выполнения которых непосредственно получали внутренние усилия и напряжения в элементах рамы.

Данный алгоритм требует разработки расчетной схемы рамы и подготовки исходных данных в виде матриц. Для этого конструкции исследуемых рам разбивались на стержневые конечные элементы, а их расчетные схемы, получаемые на основе рабочих чертежей, образовывались продольными осями этих элементов с последовательной их нумерацией. На геометрическую конфигурацию схемы наносились последовательно пронумерованные узловые перемещения. Исходными данными для расчета являлись геометрические и жесткостные характеристики каждого элемента рассчитываемой конструкции рамы, полученные на основе рабочих чертежей. Для элементов с несимметрич-

ным сечением, т.е. когда его главные оси не совпадают с главными осями конструкции, определялся приведенный момент инерции

$$I = \frac{I_u I_v}{I_u \sin^2 \alpha + I_v \cos^2 \alpha}$$

где I_u и I_v — главные моменты инерции; α — угол между главными осями и центральными осями.

В табл. 1 приведены основные характеристики объектов исследований и элементов их рам.

Рамы всех прицепных средств конструктивно устроены одинаково. Они отличаются в основном по числу элементов расчетной схемы. Наиболее простая рама у прицепа № 6 (табл. 1), анализ нагруженности которой показал, что конструкция имеет значительный запас прочности ($\sigma_{\max} = 22,8$ МПа), вследствие чего появилось предположение о возможности конструктивных изменений, направленных на снижение ее металлоемкости при увеличении массы перевозимого груза с 7000 до 9000 кг. При сравнении результатов расчета измененного варианта объекта с исходным установлено, что напряженное состояние этой рамы с учетом конструктивных изменений находится в допускаемых пределах. При этом металлоемкость ее снижается до 30 кг.

Рама прицепа № 4 (табл. 1) по конструкции сложнее и имеет свои особенности нагружения. Линия нормальных напряжений по лонжерону имеет три ярко выраженных экстремума: в передней и средней части и у переднего кронштейна рессоры. Причем уровень максимальных напряжений достаточно высок — до 80 МПа. Боковые балки нагружены меньше лонжеронов ($\sigma_{\max} = 36$ МПа). Анализ расчетных данных позволил рекомендовать некоторые изменения профилей передней и задней обвязок, боковых балок и поперечин, что позволило снизить нагруженность элементов рамы.

Наиболее сложную конструкцию рамы имеет полуприцеп № 3. В табл. 2 приведены основные типы поперечных сечений элементов рамы полуприцепа.

На рис. 1, а, б приведены эпюры нормальных напряжений по длине лонжерона и боковой рамы этого полуприцепа (кривая 1) в серийном исполнении. На рис. 1, а, б на горизонтальной оси показаны номера стержней, на которые были разбиты при расчете лонжерон и боковая балка. Эпюра нормальных по лонжерону имеет вид кривой с максимумами, приходящимися на начало или конец каждого стержня. Зона наибольших нагрузок приходится на среднюю часть лонжерона в районе изменения геометрии сечения (участок стержней 63, 70). Причем уровень максимальных напряжений достаточно высок, так, например, по стержню 63 $\sigma_{\max} = 90$ МПа. Следующей наиболее нагруженной зоной является передний кронштейн рессоры (участок стержней 119, 122), где резко выделяется высокий уровень напряжений $\sigma_{\max} = 108,9$ МПа. В указанных зонах эпюра нормальных напряжений имеет характерные пики. Установлено, что наиболее нагруженной является верхняя полка лонжерона, а также его наружная часть полок.

Эпюра нормальных напряжений по балке имеет вид плавной кривой. Уровень нормальных напряжений в балке значительно ниже, чем у лонжерона. Наиболее нагружена балка вначале (стержни 7, 26, 35, 43, 50). Данные элементы нагружены примерно одинаково (σ_{\max} находится в пределах 30 МПа).

Таблица 1. Основные характеристики рам прицепных средств МАЗ

Наименование параметров и характеристик объектов исследований	Номера прицепных средств						
	1	2	3	4	5	6	7
1							
2							

Тип прицепного средства	п/прицеп						
	1	2	3	4	5	6	7
Масса прицепа, кг	4100	6000	6500	6500	5200	3810	3000
Масса груза, кг	13500	21000	26200	26200	14800	8000	7000
База, мм	5750	6500+1540	6555+1500+	6555+1500+	6000	3700	3700
			+ 1500				

Количество

элементов расчетной схемы обобщенных перемещений

209	113	112	42
488	264	276	124

Тип и характеристики поперечных сечений основных элементов рамы

Лонжерон

профиль сечения

моменты инерции сечения

I, M^4

I', M^4

I'', M^4

I''', M^4

$I'''' M^4$

I	I	I	I	I	I	I	I
7240·10 ⁻⁸	4550,6·10 ⁻⁸	19982·10 ⁻⁸	5597·10 ⁻⁸	1241·10 ⁻⁸	1448·10 ⁻⁸		
20,6·10 ⁻⁸	12,7·10 ⁻⁸	33·10 ⁻⁸	10,6·10 ⁻⁸	5,53·10 ⁻⁸	5,53·10 ⁻⁸		
73668·10 ⁻¹²	49610·10 ⁻¹²	715964·10 ⁻¹²	40373·10 ⁻¹²	7886·10 ⁻¹²	7008·10 ⁻¹²		

1	2	3	4	5	6	7
Боковая балка	[[[[[-
профиль поперечного сечения						
моменты инерции сечения						
I, M^4	$470,7 \cdot 10^{-8}$	$470,7 \cdot 10^{-8}$	$470,7 \cdot 10^{-8}$	$244,2 \cdot 10^{-8}$	$198 \cdot 10^{-8}$	-
$I_{K'}, M^4$	$1,54 \cdot 10^{-8}$	$1,54 \cdot 10^{-8}$	$1,33 \cdot 10^{-8}$	$0,527 \cdot 10^{-8}$	$0,29 \cdot 10^{-8}$	-
I_{ω}, M^6	$2700 \cdot 10^{-12}$	$2700 \cdot 10^{-12}$	$2693 \cdot 10^{-12}$	$457,3 \cdot 10^{-12}$	$428,7 \cdot 10^{-12}$	-
Поперечины	L	L	L	L	L	L
профиль сечения						
момент инерции сечения						
I, M^4	$27,34 \cdot 10^{-8}$	$27,34 \cdot 10^{-8}$	$27,34 \cdot 10^{-8}$	$27,34 \cdot 10^{-8}$	$27,34 \cdot 10^{-8}$	$470,17 \cdot 10^{-8}$
$I_{K'}, M^4$	$0,49 \cdot 10^{-8}$	$0,49 \cdot 10^{-8}$	$0,49 \cdot 10^{-8}$	$0,49 \cdot 10^{-8}$	$0,49 \cdot 10^{-8}$	$1,19 \cdot 10^{-8}$
I_{ω}, M^6	$362 \cdot 10^{-12}$	$362 \cdot 10^{-12}$	$362 \cdot 10^{-12}$	$362 \cdot 10^{-12}$	$362 \cdot 10^{-12}$	$2697 \cdot 10^{-12}$

Примечания. 1. Тип профиля сечений: [— двутавр; [— швеллер; L — зетовое; [— сложное. 2. Моменты инерции сечения: I — осевой; I_K — кручения; I_{ω} — секторный.

Таблица 2. Типы поперечных сечений элементов рамы полуприцепа № 3

№ сеч.	Тип сечения	№ сеч.	Тип сечения
I		II	
III		IV	
V		VI	
VII		VIII	
IX		X	
XI		XII	

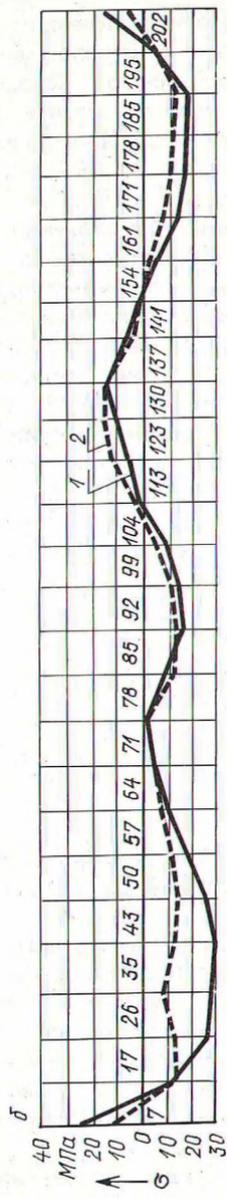
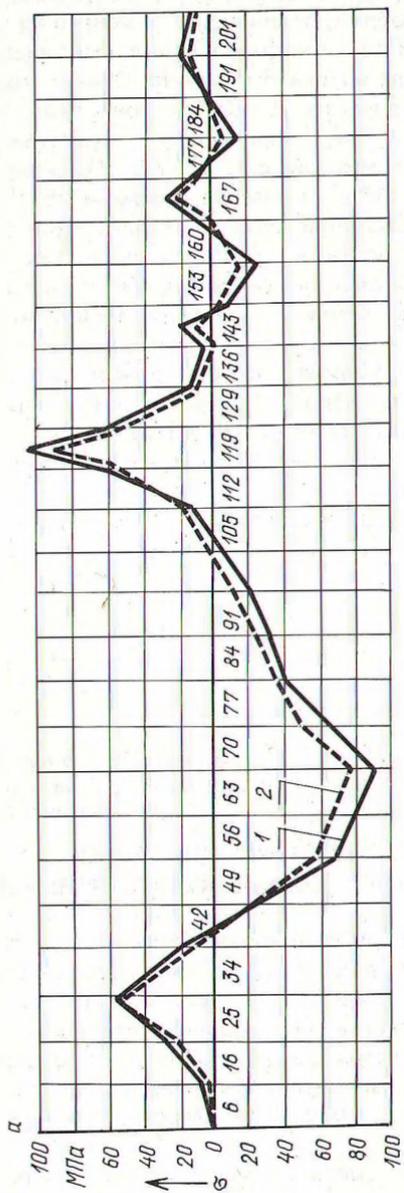


Рис. 1. Результаты исследований рамы полуприцепа:

а — эпюра нормальных напряжений по длине лонжерона при исходном (1) и рекомендуемом (2) вариантах; б — эпюра нормальных напряжений по длине балки при исходном (1) и рекомендуемом вариантах.

На основе анализа результатов аналитического расчета рамы исходного варианта был проведен измененный вариант расчета, результаты которого представлены на рис. 1, а, б (кривая 2). В рекомендуемом варианте изменены размеры профилей балок и лонжерона (табл. 2, сечения I, VIII, IX, X, XI), а также зетовое сечение поперечины (табл. 2, сечение XII) заменено на швеллерное. В целом изменение напряжений по лонжерону и балке носит аналогичный характер по сравнению с исходным вариантом расчета. Однако уровень нагруженности заметно снизился в среднем на 15–20 % в зонах, где эпюры напряжений имеют характерные пики. Так, например, максимальные напряжения уменьшились в средней части лонжерона с 90 до 77,5 МПа, у переднего кронштейна рессоры с 108,9 до 95 МПа, на участке стержней 25, 34 – с 63 МПа до 52,5 МПа. Напряженное состояние остальных элементов также несколько снизилось или осталось практически без изменения. Сравнение кривых нормальных напряжений по боковой балке показывает на значительное снижение напряжений по всей длине. Анализ результатов расчета по полуприцепу №3 (табл. 1) подтверждает необходимость замены зетового сечения поперечин на швеллерное, доказывает эффективность принятия конструктивных изменений по боковой балке и лонжерону. Принятые конструктивные изменения позволят снизить металлоемкость его рамы на 50–60 кг. Эффективность замены зетового профиля на швеллерный или двутавровый подтверждена также на примерах прицепных средств.

Таким образом, проведенные исследования рам прицепных средств показали наличие резерва по снижению металлоемкости и повышению грузоподъемности.

УДК 634.0.37/38 : 62-752

А.В.ЖУКОВ, д-р техн. наук,
К.Б.АБРАМОВИЧ, канд. техн. наук (БТИ),
Г.В.МАРТЫНЕНКО (МАЗ)

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИКИ АВТОПОЕЗДА В СОСТАВЕ ТЯГАЧА 6x4 И ДВУХОСНОГО ПОЛУПРИЦЕПА

В настоящее время при перевозках грузов широко применяются длиннобазные полуприцепы, выполненные в виде ферм, имеющие значительную собственную массу. Большой интерес представляют исследования по оценке динамики такого транспортного средства, на основании которых возможно рациональное проектирование их конструкции. С этой целью проводились исследования по оценке и обоснованию параметров и конструктивного исполнения силовых элементов двухосного полуприцепа панелевоза полной массой 2927 кг к тягачам 6x4.

Экспериментальные исследования автопоезда осуществлялись при полной нагрузке, соответствующей техническим условиям на автомобиль-тягач и полуприцеп. Исследования выполнялись при движении по прямой и маневрах "поворот" и "переставка". Заезды при установившемся движении по