

629.35; 624-072

## ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ПОВЕДЕНИЯ НЕСУЩЕЙ СИСТЕМЫ ГРУЗОВОГО АВТОМОБИЛЯ ПРИМЕНИТЕЛЬНО К ОПТИМАЛЬНОМУ ПРОЕКТИРОВАНИЮ

*Асп. АЛЬ ДАЙУБ ЗИЯД, д-р техн. наук, проф. В.Н. ЗУЗОВ*

*Статья посвящена решению важных задач — определению предельных расчетных динамических нагрузок, действующих на несущую систему и ходовую часть автомобиля, соответствующих экстремальным режимам эксплуатации, и в оценке параметров несущей системы грузового автомобиля при этих нагрузках применительно к оптимальному проектированию.*

*Проведенный анализ полученных результатов свидетельствуют о том, что для получения решения действительно близкого к оптимальному необходимо вводить в процесс оптимизации проверку (ограничения) на предельные динамические нагрузки и ресурс, уточняемые на каждом итерационном шаге.*

*The abstract article is dedicated to decision of the important problems — determination of the limiting accounting dynamic loads, acting on carrying system and sought-after part of car, corresponding to extreme mode to usages, and in estimation carrying system parameter of the lorry under these load to optimal design with reference to. Organized analysis got result are indicative of that for reception of the decision really close to optimum necessary to carry in process of the optimization check (limitations) on limiting dynamic loads and resource, elaborated on each iterative step.*

Вновь создаваемая конструкция автомобиля должна отвечать ряду требований. В том числе она должна иметь требуемые жесткость, прочность, ресурс при минимальной массе. При эксплуатации автомобиля могут возникать наиболее тяжелые режимы. При этих режимах возможно появление чрезмерных деформаций несущей системы, приводящих к ухудшению работы узлов и агрегатов, расположенных на ней, и напряжений, которые могут явиться причиной появления трещин при малом числе циклов нагружения и даже поломок. Наиболее неблагоприятным режимом движения является такой, который вызывает резонанс на низших частотах колебаний несущей системы и системы поддрессоривания, сопровождающийся большими амплитудами перемещений и высокими значениями ускорений (подобный режим может возникнуть, например, при движении по замерзшей колее, по полю поперек борозд и т.д.).

Цель работы состоит в определении предельных расчетных динамических нагрузок, действующих на несущую систему и ходовую часть автомобиля, соответствующих экстремальным режимам эксплуатации, и в оценке параметров несущей системы грузового автомобиля при этих нагрузках.

Для этого прежде всего необходимо создать имитационную конечно-элементную модель (КЭМ) автомобиля. Примем следующие допущения:

- 1) колеса модели машины имеют точечный контакт с поверхностью дороги;
- 2) нагрузочные характеристики упругих элементов подвески и амортизаторов линейны, коэффициенты жесткости и сопротивления постоянны;
- 3) шины идеализированы в виде упругодемпфирующей модели с постоянными коэффициентами жесткости и демпфирования;
- 4) характеристики и параметры подвески и шин правых и левых колес одинаковые;
- 5) нет отрыва колес от дорожной поверхности и отсутствует их пробуксовка;

б). грунт недеформируемый.

Эти допущения позволят получить линейную модель. При принятии этих допущений мы учитывали, что движение автомобиля происходит с относительно малыми скоростями и объектом исследования является его несущая система (рама).

В качестве объекта исследований выбран самосвал КамАЗ-55111, который является достаточно распространенным, а также по ряду позиций интересным и многоплановым (высокая грузоподъемность, работа как на дорогах с твердым покрытием, так и по грунтовым, пространственная рама и др.).

Разработанные нами принципы построения рациональных КЭМ несущих систем и имитационных моделей колесных машин изложены в работах [1, 2, 4, 5]. Поскольку задача заключается в определении динамических воздействий на раму, то важно адекватно реальному объекту смоделировать не только ее, но и двигатель, кабину, кронштейны и навесные устройства (получить соответствующие реальным жесткость узла, распределение масс, для опор — их жесткость и правильно учесть места крепления), элементы системы поддрессирования (шарниры, рычаги, упругие, демпфирующие элементы) и колеса (жесткость).

КЭМ колёс, мостов и элементов подвески автомобиля и мосты смоделированы при помощи балочных конечных элементов (КЭ), массы мостов смоделированы КЭ в виде сосредоточенных масс (типа MASS), которые расположены в центрах масс агрегатов. Упругие и демпфирующие элементы принимаются с линейными характеристиками, и смоделированы при помощи специальных КЭ (например, типа COMBI). Колёса смоделированы из оболочечных КЭ таким образом, чтобы шины прежде всего имели жёсткость, адекватную реальной. В результате построенная имитационная КЭМ автомобиля КамАЗ состоит из 9255 узлов и 9116 элементов преимущественно оболочечного типа (рис. 1).

Резонансные режимы устанавливаем по известным собственным частотам элементов КМ. Поэтому на первом этапе вычислялись собственные частоты и формы колебаний элементов КМ на низших частотах.

Для определения предельных динамических режимов внешнее возмущение зададим как кинематическое перемещение точек контакта колес с синусоидальным профилем дороги в двух вариантах: симметрично относительно продольной плоскости автомобиля для левого и правого бортов и несимметрично (за счет сдвига фазы внешних возмущений одного борта относительно другого на  $180^\circ$ ). Параметры неровностей и скорость движения задаем так, чтобы вызвать резонанс рамы и подвески:

$$v_a = 3,6fl_a,$$

где  $v_a$  — скорость движения автомобиля;  $f$  — собственная частота колебаний агрегата (рамы);  $l_a$  — расстояние между ближайшими неровностями профиля дороги (соответствует периоду колебаний).

Для удобства задаемся  $l_a$  равной расстоянию между осью передних колес и осью балансира задней подвески.

Для проведения расчетов необходимо определить высоту неровностей. Ее будем подбирать исходя из возникновения предельных ускорений на месте водителя при движении по данному профилю на этих скоростях.

Максимальные ускорения поддрессированной части автомобиля при движении по непрерывно чередующимся гармоническим неровностям одинаковых размеров [8]:

$$\ddot{z}_{\max} = y_{\max} q_{\max},$$

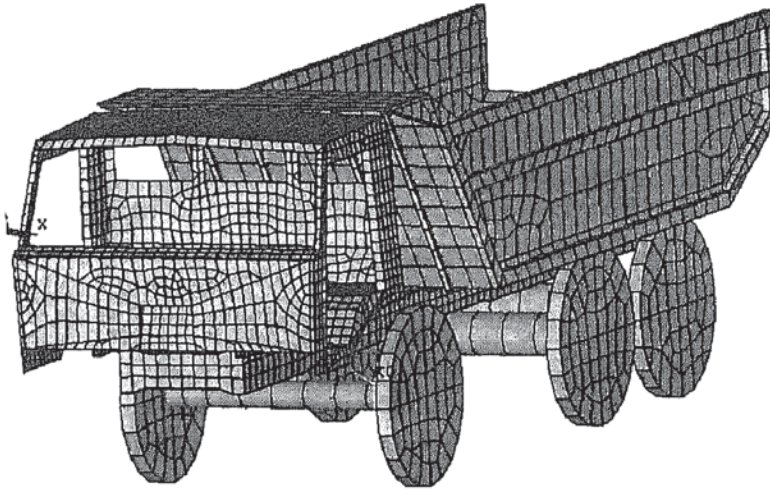


Рис. 1. Имитационная КЭМ автомобиля-самосвала КамАЗ-55111

где  $y_{\max}$  — максимальная амплитуда относительных ускорений, определяемая из амплитудно-частотной характеристики подвески.

Из работы [8]  $y_{\max} = 300 - 1000$  1/сек, предельные по ощущениям водителя ускорения  $\ddot{z}_{ck\max} = 15$  м/сек<sup>2</sup>. Связь между значениями среднеквадратичной и максимальной высотами определяется выражением:

$$2q_{\max} = \frac{2q_{ck}}{\sqrt{0,5}}$$

Используя эти значения, получим ориентировочную величину высоты неровностей:

$$2q_{\max} = \frac{2\ddot{z}_{ck\max}}{y_{\max}\sqrt{0,5}} = \frac{2 \cdot 15 \cdot 100}{600\sqrt{0,5}} \approx 7 \text{ см.}$$

Величину ускорений на месте водителя (с учетом вторичного подрессоривания) необходимо уточнить расчетным путем с учетом скорости движения, используя имитационную модель автомобиля. Графики ускорений, полученные непосредственно из решения (например, при использовании программы NASTRAN) или путем двойного интегрирования функции перемещений представлены на рис. 2. Эти графики следует использовать для корректировки высоты неровностей (в случае необходимости) и получения ее окончательных значений.

Таким образом, для каждой интересующей нас частоты колебаний мы определяем высоту неровностей и скорость движения автомобиля, при которых возникает резонанс и максимально допустимые вертикальные ускорения. Это и будет представлять предельные динамические воздействия.

Поиск оптимальных решений проводится в статической постановке [3]. Очевидно, что проектируемый объект (в нашем случае рама) оптимальным будет только тогда, когда он выдерживает предельные квазистатические и динамические нагрузки и удовлетворяет требованиям по ресурсу.

При проведении расчетов и решении задач оптимального проектирования необходимо определить допусаемые напряжения, которые принимаются равными  $[\sigma] = \frac{\sigma_T}{k}$ ,

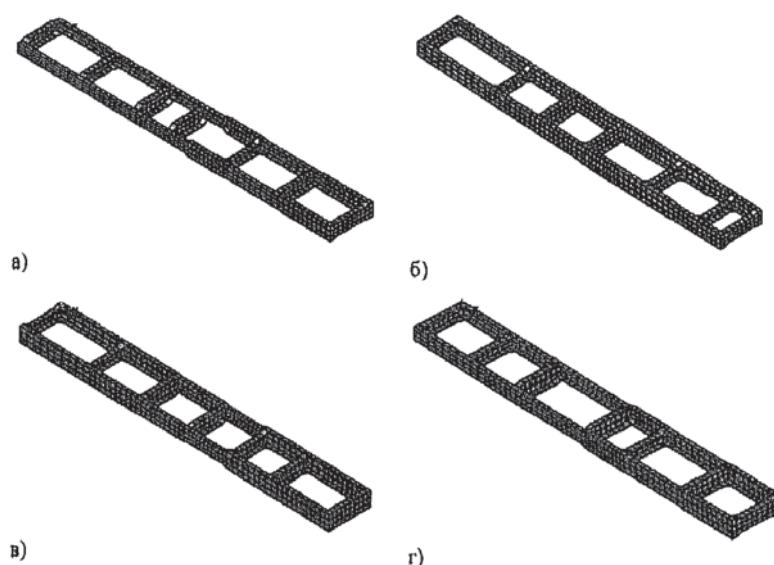


Рис. 2. КЭМ рамы после оптимизации: а — целевая функция «объем» рамы при  $k = 2,25$ ; б — целевая функция «равнопрочность» при  $k = 2,25$ ; в — целевая функция «объем» рамы при  $k = 1,7$ ; г — целевая функция «равнопрочность» при  $k = 1,7$

где  $k$  — общий коэффициент запаса (включающий в себя и коэффициент динамичности  $k_d$ ). Его рекомендуют принимать для грузовых автомобилей равным  $2,0 \dots 2,5$  [9,10]. В задачах оптимизации при целевой функции минимум массы  $[\sigma]$  является ограничением, а при целевой функции равнопрочность непосредственно входит в целевую функцию [3].

Проведем поиск оптимальных решений при  $k = 2,25$ , выбирая в качестве целевых функций минимум массы конструкции и равнопрочность с использованием ранее разработанной методики [3] (КЭМ рамы до оптимизации из КЭ оболочечного типа представлена там же). Полученные оптимальные варианты рам включаем в имитационную модель автомобиля и определяем динамические характеристики. В целом динамический анализ проводился для трёх случаев: рама до оптимизации и после оптимизации (при целевых функциях «равнопрочность» и «объём»). Результаты решения приведены на рис.2—7 и в табл. 1—5.

Из таблицы 1 следует, что максимальные динамические напряжения меньше длительного предела выносливости  $\sigma_{-1} = 270$  МПа (материал Ст. 30), т.е рама переутяжелена и с учетом динамических характеристик ее уже нельзя назвать оптимальной. Для сравнения зададимся значением  $k = 1,7$  (это значение подобрано в результате анализа полученных динамических параметров). Аналогично проведем поиск оптимальных решений по тем же двум критериям и определим динамические характеристики по имитационным моделям с новыми рамами.

Наилучшее решение также как и в предыдущем случае достигнуто при критерии «равнопрочность». После оптимизации в рамах существенно изменились: масса (объем) (табл.3), форма лонжеронов и места расположения поперечин (рис. 2, табл. 4) и другие параметры. Например, из таблицы 3 видно, что масса рамы после оптимизации при целевой функции «объем» уменьшается на 21% при  $k = 2,25$  и на 25% при  $k = 1,7$ ; при критерии «равнопрочность» масса рамы уменьшается на 22% при  $k = 2,25$  и на 37,7 % при  $k = 1,7$ ; из табл. 4 —  $N_1$  после оптимизации при целевой функции «объем» уменьшается на 24,6 % при  $k = 2,25$  и на 6% при  $k = 1,7$ . Также существенно возросли динамические напряжения (табл. 2). Они стали близкими к пределу текучести ( $\sigma_T = 400$  МПа). Собственные частоты изменились тоже значительно (табл. 5). Например, 1-я частота после оптимизации при целевой функции «объем» уменьшается на 17 % при  $k = 2,25$  и на 14% при  $k = 1,7$ .

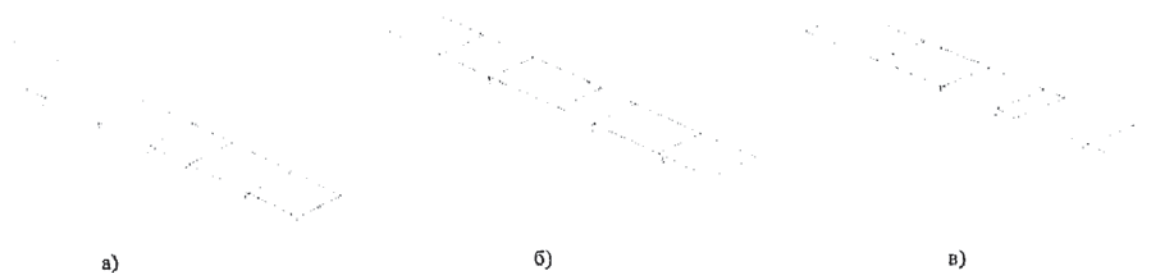


Рис. 3. Схема размещения точек замеров параметров на раме до оптимизации (обозначены буквой «а») и после оптимизации (целевые функции «равнопрочность» обозначены буквой «б» и «объем» обозначены буквой «в»)

Таблица 1

Значения эквивалентных предельных напряжений в узлах соединения поперечин с лонжеронами рамы при резонансной частоте и при коэффициенте запаса прочности  $k = 2,28$

№ узла	Эквивалентное предельное напряжение (МПа)						Коэффициент динамичности		
	статика			динамика			до оптимизации	после оптимизации	
	до оптимизации	после оптимизации	Равнопрочность	до оптимизации	после оптимизации	Равнопрочность		объем	Равнопрочность
1	78	62,5	53,3	138	176	243	1,8	2,8	4,5
2	75,9	81,2	29,7	121	238	127	1,6	2,9	4,3
3	70,2	93,2	35,7	167	62	93	2,4	0,6	2,6
4	54,4	41,4	38,6	106	78	194	1,9	1,9	5
5	53,4	107,3	118,8	218	177	187	4,1	1,6	1,6
6	40,8	54,3	40,5	144	279	138	3,5	5,1	3,4
7	51,6	38,4	45,5	46	202	112	0,9	5,3	2,5

Таблица 2

Значения эквивалентных предельных напряжений в узлах соединения поперечин с лонжеронами рамы при резонансной частоте и при коэффициенте запаса прочности  $k = 1,7$

№ узла	Эквивалентное предельное напряжение (МПа)						Коэффициент динамичности		
	Статика			динамика			до оптимизации	после оптимизации	
	до оптимизации	после оптимизации	Целевая функция «Равнопрочность»	до оптимизации	после оптимизации	Целевая функция «Равнопрочность»		Целевая функция «объем»	Целевая функция «Равнопрочность»
1	78	110	98	283	361,1	388,7	3,62	3,3	4
2	75,9	78,4	81,2	126,5	358,2	253,7	1,7	4,6	3,1
3	70,2	85,7	93,2	93	93,4	187,5	1,3	1,1	2
4	54,4	88,6	75,5	68,8	134,6	180,9	1,3	1,5	2,4
5	53,4	118,8	125	77,5	274,2	213,3	1,5	0,96	1,7
6	40,8	60	85	114,5	354,1	387,5	2,8	2,3	4,5
7	51,6	45,5	68,5	155,4	160,8	146,9	3	3,5	2,1

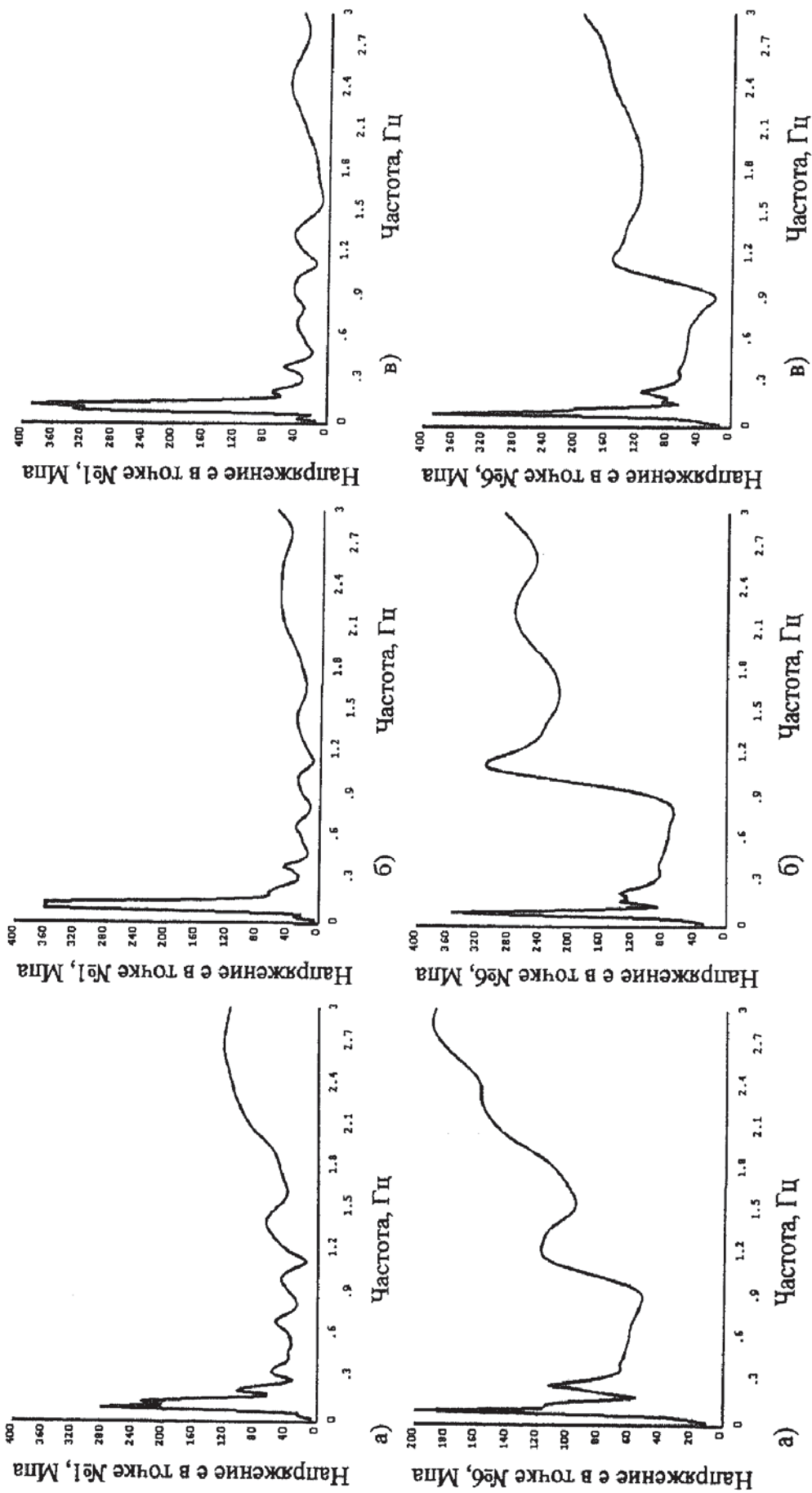


Рис. 4. Изменение перемещений в точках 1, 6 для рамы до оптимизации (обозначены буквой «а») и после оптимизации (целевые функции «равнопрочность» обозначены буквой «б») и «объем» обозначены буквой «в»)

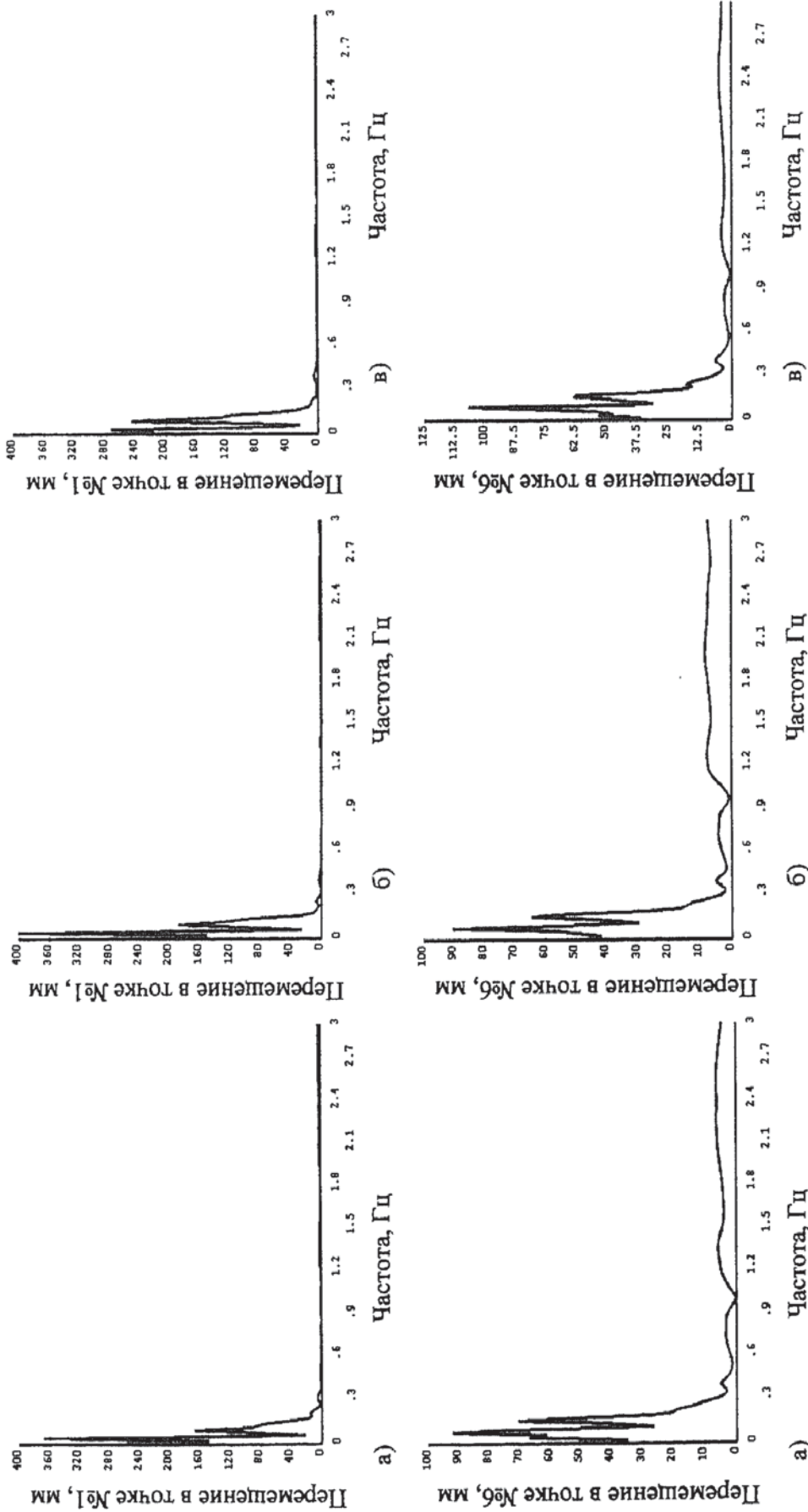


Рис. 5. Изменение перемещений в точках 1, 6 для рамы до оптимизации (обозначены буквой «а») и после оптимизации (целевые функции «равнопрочность» обозначены буквой «б») и «объем» обозначены буквой «в»)

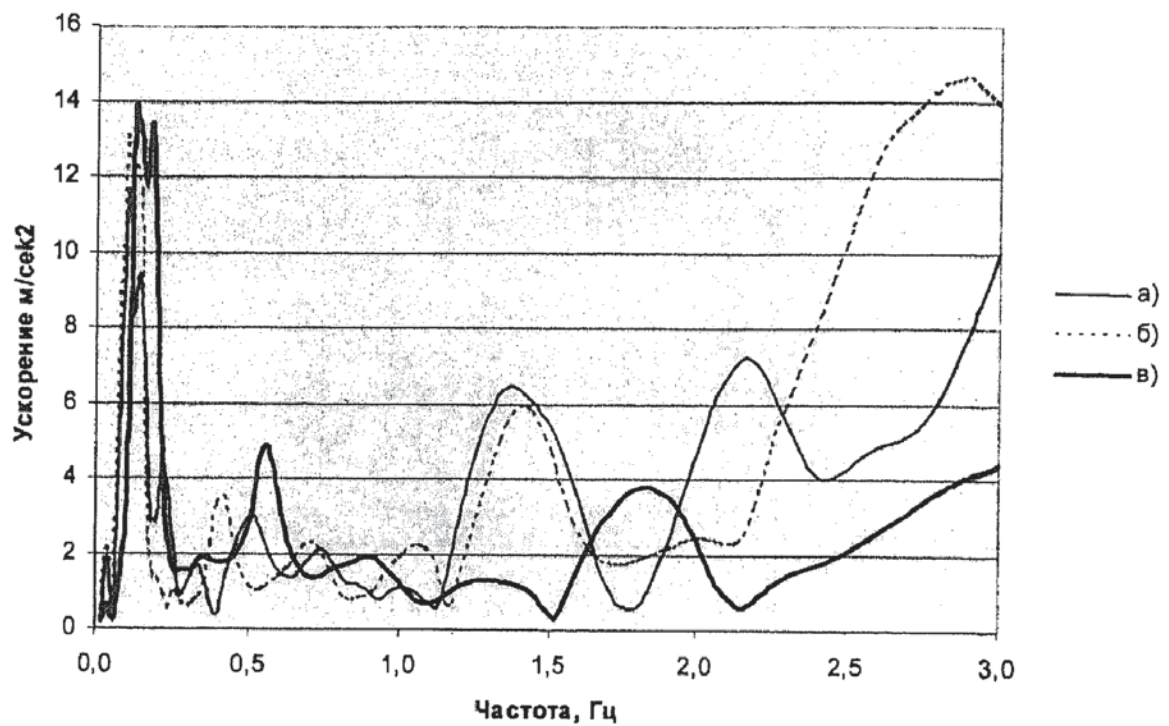


Рис. 6. Изменение ускорений на полу кабины при имитации движения автомобиля для рамы до оптимизации (обозначены буквой «а») и после оптимизации (целевые функции «равнопрочность» обозначены буквой «б») и «объем» обозначены буквой «в»)

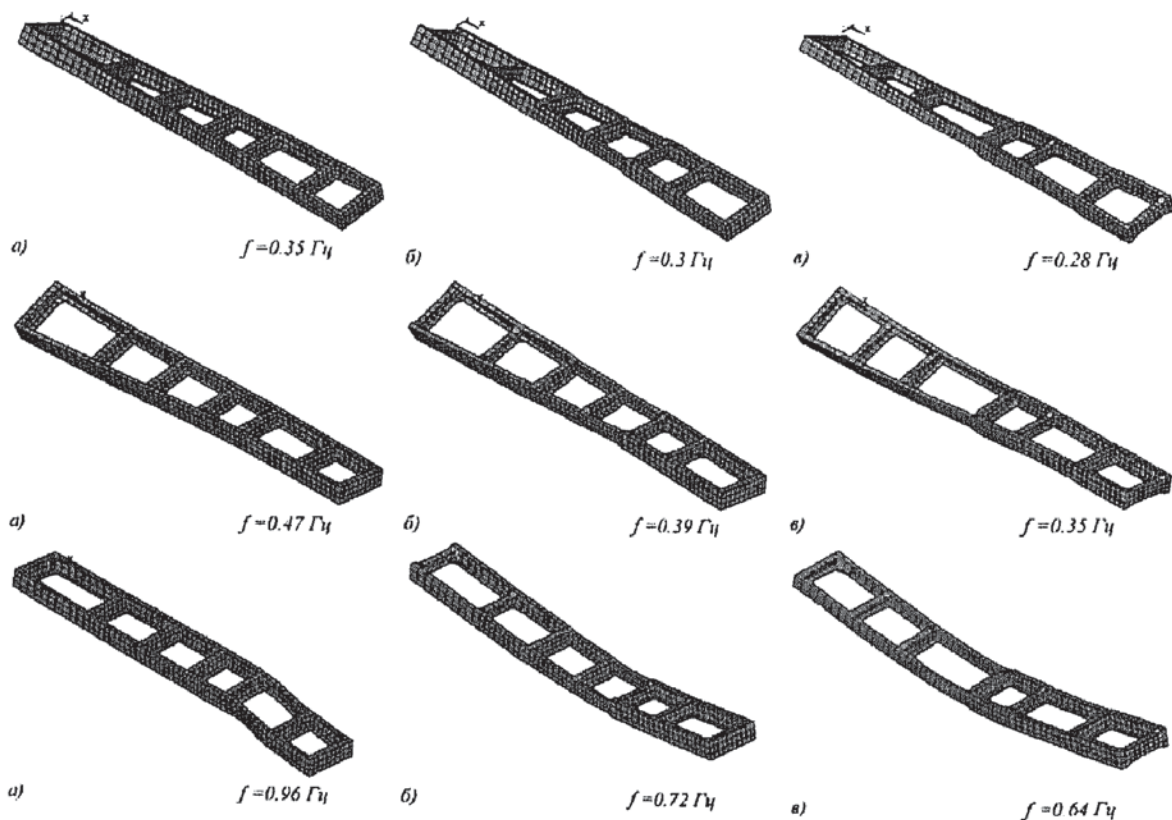


Рис. 7. Основные собственные формы колебаний рамы автомобиля до оптимизации (обозначены буквой «а») и после оптимизации (целевые функции «равнопрочность» — обозначены буквой «б») и «объем» — обозначены буквой «в»)



Таблица 3

Значения объемов (массы) рамы в процессе оптимизации при разных коэффициентах запаса прочности ( $k$ ).

Рама до оптимизации	Объем рамы (мм <sup>3</sup> )			
	Рама после оптимизации			
	Целевая функция «объем»		Целевая функция «равнопрочность»	
0.662928E+8	$k=2.25$	$k=1.7$	$k=2.25$	$k=1.7$
	0.52100E+08	0.49766 E+8	0.51661E+8	0.41273E+08

Таблица 4

Изменения варьируемых параметров в процессе оптимизации рамы при разных коэффициентах запаса прочности ( $k$ )

Варьируемый параметр (мм)	Рама до оптимизации	Рама после оптимизации			
		$k=2.25$		$k=1.7$	
		Целевая функция «объем»	Целевая функция «равнопрочность»	Целевая функция «объем»	Целевая функция «равнопрочность»
H1	300	226,01	245,55	282	218,3
H2	300	222,00	240,5	277,4	272,5
H3	300	190,77	255,24	249,6	204,1
H4	300	247,55	297,77	209,5	275,4
H5	300	254,61	287,83	286,6	254,6
H6	300	298,95	240,87	297,1	298,9
H7	300	233,78	226,50	191,2	210
H8	300	201,46	155,21	174,3	201,5
H9	300	232,91	280,76	288	287
H10	300	269,51	264,34	278	277,2
H11	300	155,29	212,69	214,4	187,9
H12	300	258,97	157,76	236,6	265,4
H13	300	234,67	184,80	294,6	222,2
T1	8	6,5	6	4,6	5,2
T2	6	6,9	7,6	8,7	4,95
DL1	1500	1072,0	1612,3	1328,8	1080,6
DL2	2600	2097,1	2232,1	2518,4	2096,9
DL3	3600	3292,7	2852,3	3531,1	3494,6
DL4	4400	4145,4	4849,5	3917,8	4203,6
DL5	5200	5260,2	5980,8	5196,5	5529,1

Используемые в таблице обозначения: T1, T2 — толщины лонжерона и поперечины; DL1 ... DL5 — координаты по длине лонжерона местоположения поперечин; H1 ... H6 — высоты стенок лонжерона на участках между каждой из поперечин; H7 ... H13 — высоты стенок каждой поперечины

На рис. 7 изображены несколько собственных форм колебаний рамы до оптимизации (обозначены буквой «а») и после оптимизации (целевые функции «равнопрочность» — обозначены буквой «б» и «объем» — обозначены буквой «в»). Выбранные частоты и формы колебаний соответствуют преобладающим состояниям: изгиб и кручение. В том числе для рамы до оптимизации «кручение» имеет место при частотах 0,35 и 0,47 Гц и совместное «кручение и изгиб» при частоте 0,46 Гц. Для рамы после оптимизации (целевая функция «объем») имеет место «кручение» при частотах 0,3 и 0,39 Гц и «изгиб»

Таблица 5

Значения части собственных частот для рамы до оптимизации и после оптимизации при кручении

№ частоты	Частота $f$ (Гц)				
	До оптимизации	После оптимизации			
		Целевая функция «объем»		Целевая функция «равнопрочность»	
		$K=2.25$	$K=1.7$	$K=2.25$	$K=1.7$
1	0.94E-3	0.85E-03	0.83E-03	0.913E-03	0.79E-03
2	0,35	0,29	0,3	0,24	0,28
3	0,47	0,37	0,39	0,347	0,35
4	0,96	0,69	0,72	0,77	0,64
5	1,05	0,94	0,83	0,89	0,84
6	1,25	1,11	1,15	0,90	0,91
7	1,61	1,4	1,33	1,27	1,21
8	2,23	1,68	1,65	1,88	1,63
9	2,27	2,15	1,97	1,91	1,85
10	2,8	2,24	2,25	2,44	2,19
11		2,681	2,42	2,92	2,62
12					2,73

при частоте 0,72 Гц. Для рамы после оптимизации (целевая функция «равнопрочность») имеет место «кручение» при частотах 0,28 и 0,35 Гц и «изгиб» при частоте 0,64 Гц.

Представленные результаты свидетельствуют о том, что значения всех параметров (в том числе полученных после оптимизации, определяющих предельные динамические нагрузки и полученные в результате решения динамических задач), существенно зависят от принятых допусков напряжения и значения коэффициента запаса  $k$ . Поэтому для получения решения действительно близкого к оптимальному необходимо вводить в процесс оптимизации проверку (ограничения) на предельные динамические нагрузки и ресурс, уточняемые на каждом итерационном шаге.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- З у з о в В. Н. Рациональное моделирование несущих систем колесных тракторов // Вестник МГТУ имени Н.Э. Баумана. Машиностроение. — 2004. — № 4. — С. 90—105.
- З у з о в В. Н. Принципы проектного расчета картерных элементов несущих систем колесных тракторов // Вестник МГТУ имени Н.Э. Баумана. Машиностроение. — 2002. — № 1. — С. 3—21.
- А л ь д а й у б З и я д, З у з о в В. Н. К вопросу о поиске оптимальных решений для рамы грузового автомобиля на базе уточненных конечно-элементных моделей // Известия вузов. Машиностроение. — 2005. — № 12. — С. 46—66.
- Конструирование и расчет колесных машин высокой проходимости: В 2 т. Учебник для студентов машиностроительных специальностей вузов / Н.Ф.Бочаров, Л.Ф.Жеглов, В.Н.Зузов и др.; Под общ. ред. Н.Ф.Бочарова, Л.Ф.Жеглова. — М: Машиностроение, Т. 1, 1992. — 352 с., Т. 2, 1994. — 404 с.
- Проектирование полноприводных колесных машин: В 2 т. Учебник для вузов/ Б.А.Афанасьев, Л.Ф.Жеглов, В.Н.Зузов и др.; Под общ. ред. А.А. Полунгяна. — М: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, Т. 1, 1999, — 488 с., Т. 2, 2000, — 640 с.
- Краткий автомобильный справочник. — М: Транспорт, 1983. — 220с.
- Я ц е н к о Н. Н. Колебания, прочность и форсированные испытания грузовых автомобилей. — М.: Машиностроение, 1972. — 372 с.
- Я ц е н к о Н. Н., П р у т ч и к о в О. К. Плавность хода грузовых автомобилей. — М: Машгиз. — 1969. — 202с.
- Г л ь ф г а т Д. Б., О ш н о к о в В. А. Рамы грузовых автомобилей. — М: Машгиз. — 1959. — 231 с.
- Машиностроение (энциклопедия). Ред совет: К.В. Фролов (пред) и др. — М: Машиностроение. Колесные и гусеничные машины. ТIV-15/ В.Ф. Платонов, В.С. Азаев, Е.Б. Александров и др.; Под общ. ред. В.Ф. Платонова. — 1997. — 688 с.