

Выводы

1. Проведённое численное моделирование течения масляно-воздушной смеси в каналах подшипникового узла показало наличие масляного голодания внутреннего кольца подшипника в исходной конструкции.
2. Найдена оптимальная конструкция масляно-воздушных каналов подшипникового узла, позволяющая существенно повысить концентрацию масла на внутреннем кольце подшипника.

Литература

1. Кустарёв Ю.С., Меркулов В.И., Костюков А.В., Валеев А.Г., Плыкин М.Е. Пути повышения ресурса подшипниковых узлов высокооборотных турбомашин с фитильной смазкой. – Известия МГТУ «МАМИ». Научный рецензируемый журнал. – М., МГТУ «МАМИ», № 2 (4), 2007.
2. Белов И.А., Исаев С.А. Моделирование турбулентных течений: Учебное пособие. – Балт. гос. техн. ун-т. СПб., 2001.

Анализ прочности и долговечности деталей ходовой части на ранней стадии проектирования автомобиля

к.т.н., доц. Лата В.Н., Марков С.В., Ерёменко А.А., Елховикова А.П.
ТГУ, ОАО «АВТОВАЗ»

Необходимость сокращения сроков от начала разработки до постановки на производство, снижения затрат на разработку, повышения качества и научно-технического уровня автомобиля заставляют автопроизводителей совершенствовать технологию проектирования. Бурное развитие компьютерной техники сопровождается внедрением её во все области хозяйственной деятельности человека, и автомобильная промышленность не является исключением. С каждым годом методы математического моделирования все шире интегрируются в процесс разработки автомобиля, и сейчас уже на ранних стадиях проектирования имеется возможность создания виртуальной модели автомобиля, на которой проверяются различные аспекты его функционирования. Моделирование виртуальных испытаний как в целом автомобиля, так и отдельно его узлов и деталей позволяет конструктору оперативно оценивать работоспособность создаваемой конструкции, что снижает риск принятия неверного решения, приводит к сокращению сроков и затрат на проектирование, повышает качество создаваемой продукции.

Основной целью работы является создание методики, позволяющей на ранних стадиях проектирования автомобиля при отсутствии физического прототипа проводить первоначальный анализ прочности и долговечности деталей ходовой части автомобиля.

Определяемся с режимами движения автомобиля, для которых будет оцениваться прочность деталей ходовой части. Выбираются случаи нагружения, покрывающие 90% возможных режимов движения автомобиля, которые характеризуются максимально возможными ускорениями, реализуемыми на неподрессоренных частях подвесок, и в зависимости от веса, приходящегося на колесо, пересчитываются в силы, действующие на него в различных режимах движения.

Пример выбранных режимов движения и соответствующих коэффициентов приведен в таблице 1.

Критерием оценки является превышение эквивалентных напряжений, возникающих в детали, предела текучести: $\sigma_{\text{экв}} < \sigma_{02}$

Для предварительной оценки долговечности используются нагрузочные режимы (см. таблицу 2), аналогичные режимам, используемым при анализе на прочность, но с учетом того, что они должны составлять 0.5 ... 0.7 от максимальных величин. При этом деталь должна выдержать 200 000 циклов нагружения, т.е. выработать 90% ресурс.

Таблица 1.

Режимы для анализа прочности.

№	Нагрузочный режим	a_x	a_y	a_z	Способ расчета	% тяговой силы на перед. ось
1	статика	0.00	0.00	1.00	A	
2	пробой подвески	0.00	0.00	4.00	A	
3	боковой удар	0.00	2.00	1.00	A	
4	движение в повороте	0.00	1.20	1.00	V	
5	удар в продольном направлении	2.00	0.00	1.00	A	
6	торможение	1.10	0.00	1.00	V	
7	ускорение (4WD)	-0.70	0.00	1.00	V	55%
8	ускорение	-0.50	0.00	1.00	V	100%
9	торможение при движении назад	-1.00	0.00	1.00	V	
10	торможение в повороте	0.74	0.74	1.00	V, Z	
11	ускорение в повороте (4WD)	-0.55	0.55	1.00	V, Z	55%
12	ускорение в повороте	-0.45	0.45	1.00	V, Z	100%
13	диагональное вывешивание	0	0	1.75	V	

Таблица 2.

Режимы для анализа долговечности.

№	Нагрузочный режим	a_x	a_y	a_z	Способ расчета	% тяговой силы на перед. ось
14.	пробой подвески;	0.00	0.00	2.50	A	
15.	отбой подвески	0.00	0.00	0.50	A	
16.	поворот направо	0.00	0.80	1.00	V	
17.	поворот налево	0.00	-0.80	1.00	V	
18.	торможение	0.80	0.00	1.00	V	
19.	ускорение (4WD)	-0.55	0.00	1.00	V	55%
20.	ускорение	-0.40	0.00	1.00	V	100%
21.	торможение при движении назад	-0.50	0.00	1.00	V	

Соответственно, критерий имеет вид:

$$\sigma_{\text{экв}} < 0,5\sigma_{02} \dots 0,7\sigma_{02}.$$

В соответствии с этими таблицами внешние силы на колесах могут быть рассчитаны тремя способами:

Способ А:

Нагрузки рассчитываются для каждой оси отдельно, при этом не учитывается возможное перераспределение вертикальных реакций как между осями, так и между колесами одной оси. Продольные силы прикладываются в центре колеса, а боковые силы – в пятне контакта колеса с дорогой.

В этом случае нагрузки на колесах определяются простым умножением коэффициентов на величину вертикальной силы от веса автомобиля, приходящегося на соответствующее колесо.

Способ V:

Нагрузки рассчитываются с использованием упрощенной аналитической модели автомобиля с учетом перераспределений вертикальных реакций, связанных с наличием продольных и/или боковых ускорений в центре масс автомобиля и учитывающих распределение уг-

ловых жесткостей передней и задней подвесок. Вертикальные, боковые и тормозные силы прикладываются в центре пятна контакта колеса с дорогой, а тяговые силы – в центре колеса.

При этом для корректного нагружения поворотного кулака (корпуса ступичного подшипника), ступицы, ступичного подшипника и тормозного механизма при торможении необходимо учитывать наличие тормозной силы, приложенной от тормозных колодок на тормозной диск (барабан).

Зависимости, по которым проводится расчет усилий в этих случаях, были реализованы в прикладной программе C_FORCE. В результате её работы получаем значения внешних сил: F_x , F_y и F_z – действующих в пятне контакта колеса с дорогой; F_m – силу тяги, приложенную к центру колеса.

Таблица 3.

Внешние силы на передних колесах автомобиля

Режимы нагружения		Левое колесо				Правое колесо			
		F_x	F_y	F_z	F_t	F_x	F_y	F_z	F_t
LC1	Статика (полная нагрузка)	0	0	4806,90	0	0	0	4806,90	0
LC2	Пробой подвески 4 g	0	0	19227,60	0	0	0	19227,60	0
LC3	Боковой удар	0	9613,80	4806,90	0	0	9613,80	4806,90	0
LC4	Движение в повороте	0	11365,47	9471,23	0	0	171,09	142,58	0
LC5	Продольный удар	0	0	4806,90	9613,80	0	0	4806,90	9613,80
LC6	Торможение	7688,25	0	6989,32	0	7688,25	0	6989,32	0
LC7	Ускорение 0.7 g (4WD)	0	0	3418,09	-3244,66	0	0	3418,09	-3244,66
LC8	Ускорение 0.5 g	0	0	3814,89	-4635,22	0	0	3814,89	-4635,22
LC9	Торможение назад	-2822,83	0	2822,88	0	-2822,83	0	2822,88	0
LC10	Торможение в повороте	6293,80	6293,80	8940,05	0	2440,9	2440,9	3467,2	0
LC11	Ускорение в повороте 0.78 g (4WD)	0	3219,43	5853,51	-2549,37	0	867,83	1577,88	-2549,37
LC12	Ускорение в повороте 0.64 g	0	2548,45	5663,21	-4171,70	0	974,24	2164,97	-4171,70
LC13	Диагональное вывешивание	0	0	16824,15	0	0	0	0	0
LC14	Пробой подвески 2.5 g	0	0	12017,25	0	0	0	12017,25	0
LC15	Отбой подвески	0	0	2403,45	0	0	0	2403,45	0
LC16	Поворот 0.8 g (направо)	0	6333,16	7916,45	0	0	1357,88	1697,35	0
LC17	Поворот 0.8 g (налево)	0	-1357,88	1697,35	0	0	-6333,16	7916,45	0
LC18	Торможение 0.8 g	5115,29	0	6394,11	0	5115,29	0	6394,11	0
LC19	Ускорение 0.55 g (4WD)	0	0	3715,69	-2549,37	0	0	3715,69	-2549,37
LC20	Ускорение 0.4 g	0	0	4013,29	-3708,18	0	0	4013,29	-3708,18
LC21	Торможение назад 0.5 g	-1907,45	0	3814,89	0	-1907,45	0	3814,89	0
	Минимум	-2822,83	-1357,88	1697,35	-4635,22	-2822,83	-6333,16	0	-4635,22
	Максимум	7688,25	11365,47	19227,60	9613,80	7688,25	9613,80	19227,60	9613,80

В качестве примера в таблице 3 приведены силы, действующие на переднюю ось автомобиля.

Эти данные являются исходными для моделирования испытаний подвески в среде программного комплекса ADAMS/Car.

Модели подвесок автомобиля полностью воспроизводят их структурные схемы и учитывают конструктивные особенности, которые влияют на работу подвески. Все детали подвесок описываются абсолютно жесткими телами (с заданными инерционными и массовыми характеристиками), связанными кинематическими, жесткостными и диссипативными связями. В среде программного комплекса ADAMS/Car имеется шаблон испытательного стенда, позволяющий проводить силовой анализ подвески.

Общий вид сборки передней подвески приведён на рис. 1.

Особое внимание уделяется настройке модели подвески – характеристики шарниров, основных и дополнительных упругих элементов оказывают сильное влияние на передачу сил, а значит, на нагруженность отдельных деталей подвески.

В результате определяются значения шести силовых факторов для каждой точки соприкосновения детали с внешним объектом в необходимой системе координат для каждого нагру-

зочного случая. В качестве примера в таблице 4 приведены силы и моменты, действующие на передний шарнир нижнего поперечного рычага передней подвески автомобиля.

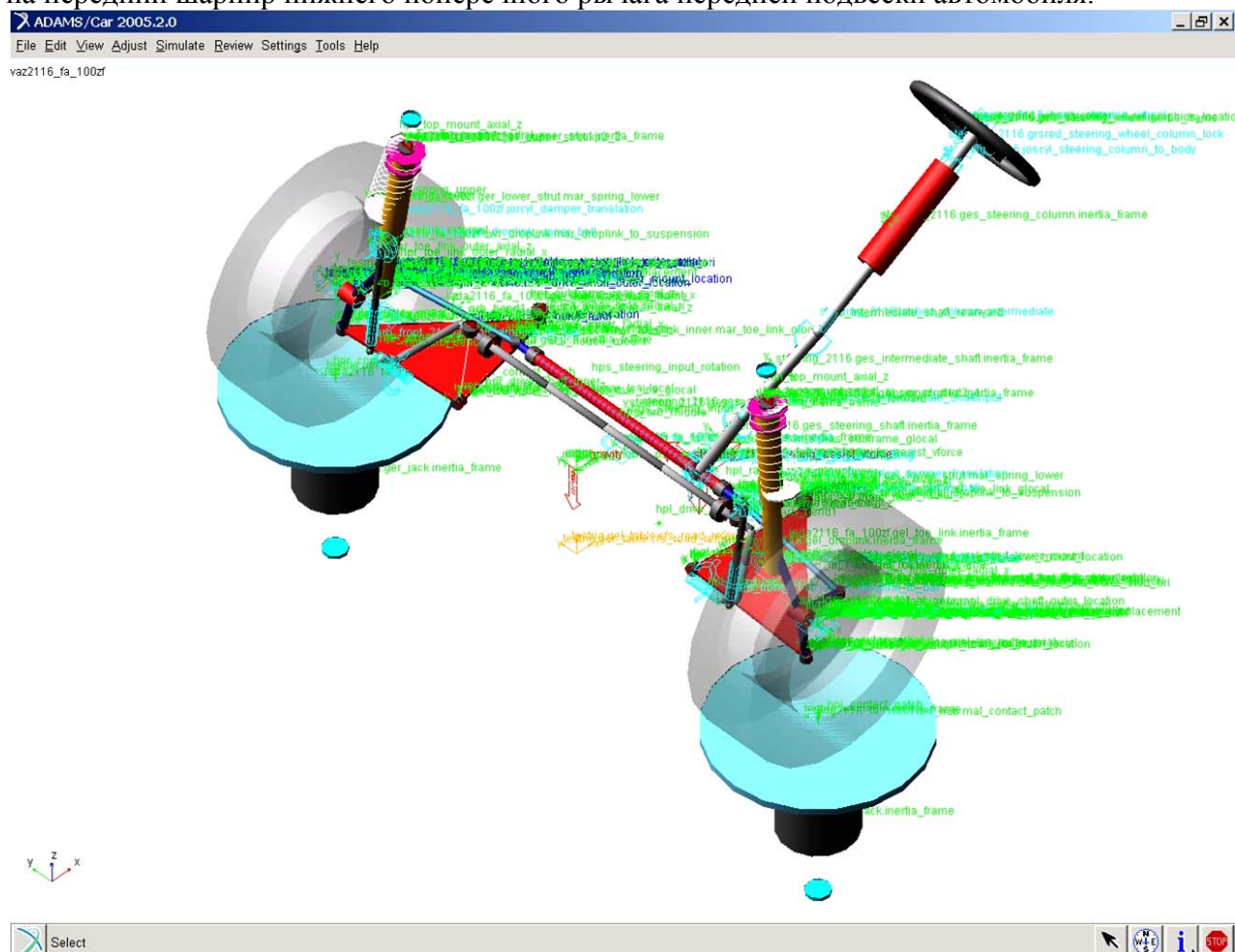


Рис. 1. Общий вид сборки передней подвески.

Таблица 4.

Силовые факторы на нижнем поперечном рычаге от переднего внутреннего шарнира

Режимы нагружения		Силы, Н				Моменты Нм			
		Fmag	Fx	Fy	Fz	Mmag	Mx	My	Mz
LC1	Статика (полная нагрузка)	610,6	534,08	-197,79	-220,17	4,12	4,07	-0,66	-0,17
LC2	Пробой подвески 4 g	9307,39	-2365,38	8996,4	311,75	45,33	45,15	-1,12	-3,89
LC3	Боковой удар	8033,54	529,94	-7998,95	-523,07	16,62	-16,58	-0,36	1,16
LC4	Движение в повороте	6939,75	448,64	-6877,38	-812,72	28,62	28,55	-1,01	-1,74
LC5	Продольный удар	8229,66	-4048,8	7144,94	533,33	5,17	4,95	-0,67	-1,35
LC6	Торможение	7191,79	-3525,14	6240,01	597,86	23,28	-23,27	-0,12	0,63
LC7	Ускорение 0.7 g (4WD)	3711,1	2360,85	-2803,68	-581,45	18,3	18,27	-0,71	-0,76
LC8	Ускорение 0.5 g	680,38	615,42	-75,96	-280,02	15,58	15,54	-0,75	-0,99
LC9	Торможение назад	20762,16	12209,08	-16662,4	-2090,25	15,86	15,85	-0,46	0,46
LC10	Торможение в повороте	8035,64	-5121,22	6171,19	510,98	6,6	6,39	-0,74	-1,48
LC11	Ускорение в повороте 0.78 g (4WD)	5459,35	1960,66	-5039,41	-751,41	25,62	25,57	-0,84	-1,4
LC12	Ускорение в повороте 0.64 g	2337,34	601,93	-2208,85	-470,96	23,59	23,52	-0,87	-1,56
LC13	Диагональное выeshивание	375,45	176,27	-302,56	135,46	40,41	-40,31	-0,19	2,91
LC14	Пробой подвески 2.5 g	3393,16	-340,81	3373,13	-139,17	39,44	39,32	-0,97	-3,01
LC15	Отбой подвески	275,21	233,93	-138,8	-41,83	26,47	-26,4	-0,4	1,93
LC16	Поворот 0.8 g (направо)	4299,51	600,9	-4214,15	-604,65	22,04	21,98	-0,9	-1,39
LC17	Поворот 0.8 g (налево)	1302,94	297,96	1267,62	44,73	17,31	-17,26	-0,48	1,32
LC18	Торможение 0.8 g	6492,63	-3118,7	5673,11	493,72	14,44	-14,43	-0,31	0,11
LC19	Ускорение 0.55 g (4WD)	3031,13	1967,88	-2249,37	-505,54	15,57	15,54	-0,71	-0,65
LC20	Ускорение 0.4 g	666,59	600,83	-105,43	-268,74	13,34	13,29	-0,73	-0,82
LC21	Торможение назад 0.5 g	8833,53	5050,97	-7176,69	-1007,03	11,5	11,47	-0,65	0,26
	Минимум	275,21	-5121,22	-16662,4	-2090,25	4,12	-40,31	-1,12	-3,89
	Максимум	20762,16	12209,08	8996,4	597,86	45,33	45,15	-0,12	2,91

Эти таблицы с силовыми факторами являются основными данными для анализа на

прочность и долговечность деталей ходовой части на ранних этапах проектирования. Оценка прочности и долговечности выполняется методом статического анализа конечно-элементных моделей деталей с помощью программы MSC.Nastran.

В качестве примера на рис. 2 приведена конечно-элементная модель нижнего рычага передней подвески автомобиля ВАЗ новой экспериментальной серии. Базовый размер элементов 3.5 мм, метод закрепления inertia relief.

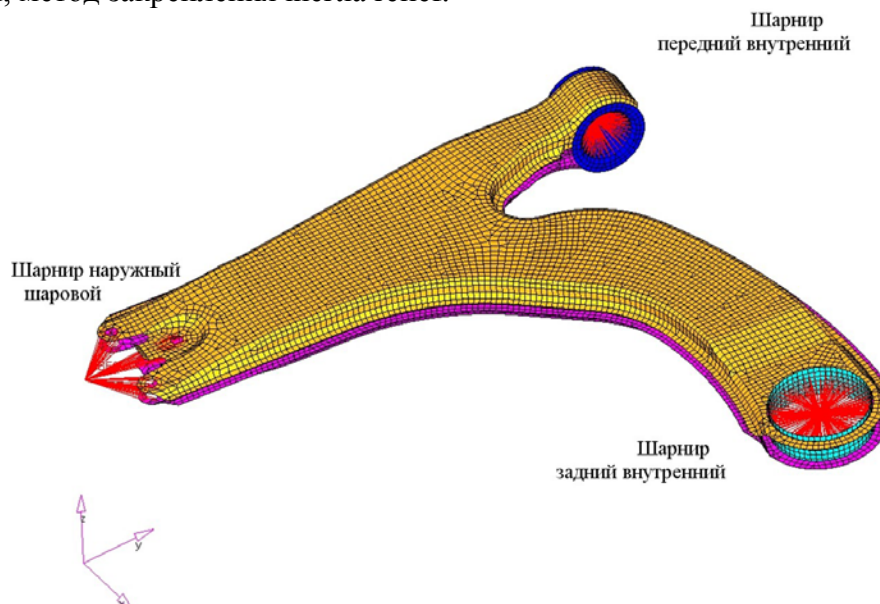


Рис. 2. Расчетная КЭ модель рычага передней подвески.

К местам сопряжения рычага с соседними деталями, в нашем случае это:

- центр переднего внутреннего шарнира;
- центр заднего внутреннего шарнира;
- центр наружного шарового шарнира,

прикладываются нагрузки, полученные в результате силового анализа подвески в программном комплексе ADAMS/Car.

В результате получаем поля распределения напряжений (см. рис. 3) для каждого нагрузочного режима автомобиля.

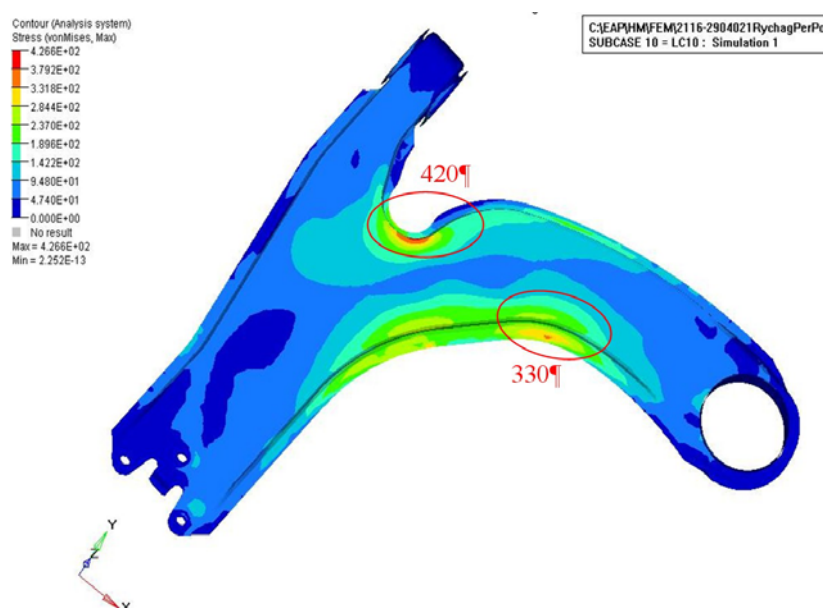


Рис. 3. Расчётный случай LC6 Торможение в повороте (вид сверху).

Сравнивая значения напряжений с допускаемыми, принимаем решение о состоянии конструкции детали. При необходимости совместно с конструктором проводится оптимизация геометрии детали, формируются требования к материалу.

Выводы

Разработана и внедрена в процесс проектирования ходовой части технология анализа прочности и долговечности деталей ходовой части на ранних стадиях проектирования автомобиля, которая позволяет:

- снизить затраты на создание автомобиля за счет уменьшения количества циклов «конструкция-изготовление образца-испытания», а также за счет уменьшения количества экспериментальных образцов;
- повысить качество проработки конструкции ходовой части за счет возможности моделирования большого количества вариантов конструкций и выявления полного потенциала детали;
- сократить сроки проектирования автомобиля за счет внедрения прогрессивных компьютерных технологий;
- повысить научно-технический уровень создаваемых конструкций, поскольку позволяет проверить возможность применения новых идей, конструкций, технологий на ранних стадиях проектирования.

Перспективные направления развития автомобильных шин

к.т.н., проф. Ломакин В.В., Карпухин К.Е., Воронин В.В., Кондрашов В.Н.
МГТУ «МАМИ»

В настоящее время автомобильный транспорт неотъемлемо вошел в нашу жизнь, внеся в неё как положительные, так и отрицательные черты. Действительно, современную жизнь уже трудно представить без автомобилей. Однако за прошедшие сто лет автомобиль не только до неузнаваемости изменился сам, но и значительно изменил окружающий мир. Вместе с изменением автомобиля менялся как его интерьер, так и его экстерьер. Эти изменения, конечно, затронули и такую важную деталь автомобиля, как автомобильная шина.

Действительно, далеко зашел прогресс, однако бороться с проколами до недавнего времени приходилось дедовскими методами. Все автомобили в обязательном порядке возят с собой тяжелое запасное колесо и инструменты для его замены, которые обладают определенным весом и занимают место в автомобиле. Некоторые производители комплектуют свои автомобили малоразмерными запасными колесами, так называемыми докатками (рис. 1), имеющими небольшой вес и габариты и позволяющими с небольшой скоростью доехать до места ремонта. Однако даже узенькие «докатки», на которых можно двигаться со скоростью 80 км/ч, не решают проблемы кардинально, ведь в багажник все равно приходится класть домкрат и, в случае повреждения шины, водитель должен самостоятельно менять колесо.



Рис. 1. Небольшое запасное колесо «докатка».