

В ходе оптимизации была получена форма радиусного участка, обеспечившая падение напряжений на 17 % от изначального уровня.

На рисунке 3 изображена оптимальная форма радиуса скругления кронштейна крепления рессоры.

С учетом внесенных предложений может быть достигнуто сравнимое или несколько меньшее снижение массы картера моста, это обусловлено тем, что не все предложенные изменения внутренней полости картера моста целесообразны и выполнимы с технологической точки зрения.

Управление нагрузенностью несущих узлов передней оси автомобиля путем выбора рационального угла наклона плоскости качения управляемых колес

д.т.н. проф. Балабин И.В., Надеждин В.С., Лукьянов М.Н., Рыбакова М.Р.
МГТУ «МАМИ»
nadezhdinvladimir@gmail.com

Аннотация. В данной статье рассматриваются проблемы нагрузенности и повышения надежности основных узлов переднего моста грузового автомобиля посредством изменения угла наклона плоскости вращения управляемых колес при криволинейном движении, приведен расчет, доказывающий реальность и целесообразность практического осуществления пути повышения надежности автомобиля.

Ключевые слова: надежность узлов переднего моста грузового автомобиля, управление нагрузенностью.

Автомобильное колесо – это уникальнейший узел, воспринимающий все внешние силы (вертикальные, боковые, касательные), действующие на автомобиль со стороны дорожного покрытия, а также их моменты. Таким образом, колесо, при его взаимодействии с опорной поверхностью, можно рассматривать как минилабораторию, в которой зарождаются и реализуются в различных системах и агрегатах автомобиля процессы, формирующие все важнейшие эксплуатационные свойства автомобиля.

Как известно, криволинейное движение – это наиболее опасный с точки зрения нагрузенности передней оси и всех устанавливаемых на ней агрегатов и деталей режим эксплуатации автомобиля. В связи с этим появилась идея о возможности влиять на динамику сил, возникающих в контакте колеса с дорогой таким образом, чтобы снизить отрицательное воздействие данного режима на степень нагрузенности элементов конструкции переднего оси. Данная идея впервые была проверена при выполнении научной работы, проведенной под руководством профессора, д.т.н. И.В. Балабина и реализована в диссертационной работе его аспиранта Морозова С.А., которая была посвящена в основном обеспечению устойчивости движения грузового автомобиля против опрокидывания. Однако не менее важным является прочность деталей и узлов передней оси автомобиля.

При движении автомобиля на повороте суммарная центробежная сила инерции направлена перпендикулярно касательной, проведенной к траектории движения центра масс автомобиля. Из этого следует, что даже при равномерном движении автомобиля на повороте происходит перераспределение нагрузки по осям и колесам не только в поперечном, но и в продольном направлениях, что вызывает дополнительную нагрузенность передней оси автомобиля и, в частности, наружного колеса (рисунок 1). Торможение автомобиля при криволинейном движении вызывает еще большее перераспределение, а следовательно, и более нагруженное состояние передних колес. При таком экстремальном случае движения напряжения в отдельных деталях передней подвески и переднего моста может достигнуть критических значений и тем самым привести к повышенным износам шкворневого узла и в пределе к поломке и аварии, что непосредственно связано с проблемой безопасности автомобиля.

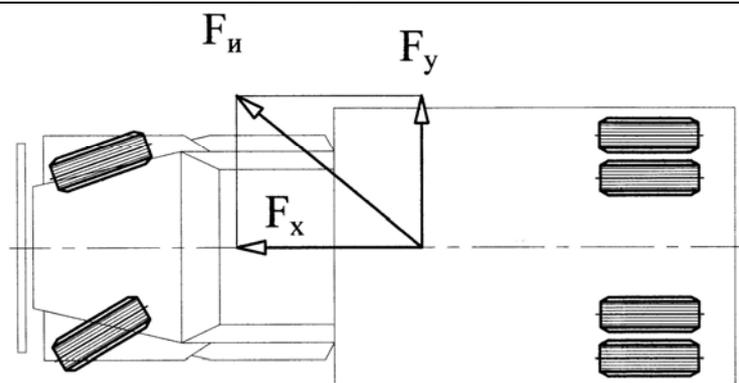


Рисунок 1

В соответствии с существующей методикой расчета деталей управляемого моста и элементов подвески рассматриваются три случая нагружения: при торможении, при переезде через препятствие, при боковом возмущении. Таким образом, только последний случай непосредственно связан с криволинейным движением автомобиля. При определении силовых факторов, действующих на элементы конструкции переднего моста грузового автомобиля в режиме бокового возмущения, используется расчетная схема, изображенная на рисунке 2. Расчету подлежат несущие элементы, как то: балка передней оси, поворотные кулаки, шкворни, втулки и опорные подшипники поворотных кулаков.

Построенная с помощью данной схемы эпюра изгибающих моментов, действующих в вертикальной плоскости на переднюю ось автомобиля, позволяет установить, что наиболее нагруженными сечениями наружной стороны балки являются сечение I - I, проходящее по оси отверстия для шкворня и сечение II - II, в котором лежит центр опорной площадки ресоры. Также расчету подлежит опасное сечение III - III галтели цапфы поворотного кулака.

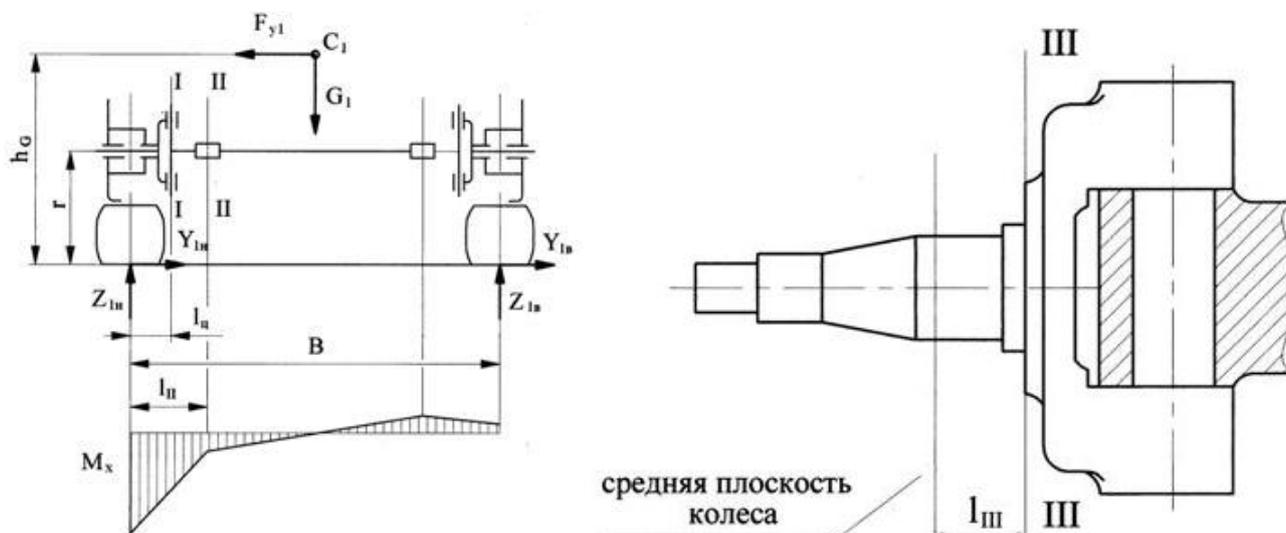


Рисунок 2 – Схема сил, действующих на управляемый мост при движении автомобиля по криволинейной траектории, эпюра изгибающих моментов и схема для расчета поворотного кулака

Изгибающий момент в опасных сечениях будет определяться суммой моментов боковой и вертикальной сил на соответствующих им плечах. При прямолинейном движении в первом приближении можно считать, что боковая сила равна нулю и момент в любом сечении передней оси автомобиля будет определяться только лишь моментом от вертикальной силы. При движении автомобиля на повороте осевая сила на колесе, в зависимости от скорости и радиуса поворота, может принимать значения, равные радиальной нагрузке, а величины изгибающих моментов в опасных сечениях будут определяться выражениями:

$$M_{uI} = Z_{1H} \cdot l_u - Y_{1H} \cdot r,$$

$$M_{uII} = Z_{1H} \cdot l_{II} - Y_{1H} \cdot r,$$

$$M_{uIII} = Z_{1H} \cdot l_{III} - Y_{1H} \cdot r.$$

Разности моментов при прямолинейном и криволинейном движениях в отношении к моментам сопротивления опасных сечений будут давать значения изменения напряжений, а следовательно, и информацию о напряженно-деформированном состоянии (НДС) в опасных сечениях передней оси автомобиля.

Таким образом, изменением угла наклона плоскости качения управляемых колес α можно регулировать изменение момента в опасных сечениях и тем самым оказывать благоприятное воздействие на НДС несущих узлов передней оси автомобиля.

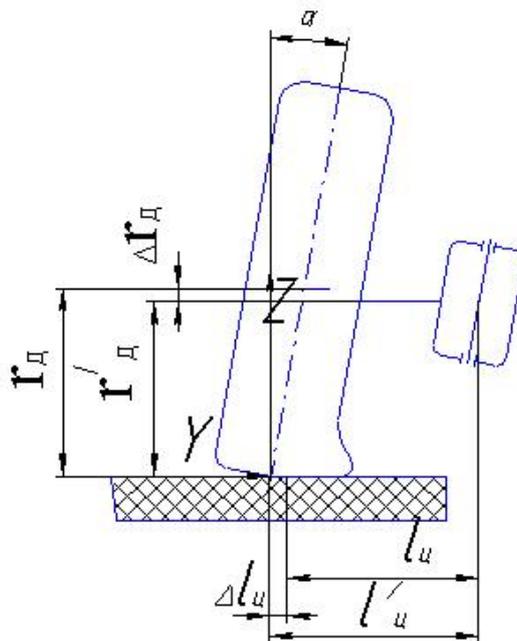


Рисунок 3 – Положение колеса при криволинейном движении, плоскость вращения которого наклонена по отношению к вертикали под углом α к центру поворота

На рисунке 3 показано изменение плеч для радиальной и осевой сил при наклоне колеса к центру поворота. Варьируя углом наклона α можно оказывать заметное влияние на разность моментов при прямолинейном и криволинейном движениях. В идеале оптимальным вариантом был бы случай постоянного момента в опасном сечении при любом случае движения автомобиля.

Покажем результаты расчета необходимых углов наклона плоскости качения управляемого колеса для обеспечения постоянного изгибающего момента в опасных сечениях на примере грузового автомобиля ЗиЛ-431440. При моделировании указанной ситуации все второстепенные факторы, оказывающие какое-то влияние на ее протекание, исключены из рассмотрения во избежание излишних сложностей при анализе силового процесса под воздействием сил и моментов, приложенных к управляемому колесу при прямолинейном и криволинейном движениях автомобиля. Расчеты произведены с учетом осевой деформации шины колеса и крена поддрессоренных масс при криволинейном движении автомобиля.

Исследование проводилось в два этапа. На первом этапе определялись необходимые углы наклона для шкворневого сечения как наиболее ответственного без учета изменения НДС в двух других сечениях. Результаты, полученные в зависимости от двух параметров: скорости автомобиля и радиуса поворота и для трех случаев движения: равномерного, ускоренного и движения – с торможением занесены в таблицы. Необходимый угол α измеряется в градусах.

Таблица 1

**Зависимость угла наклона плоскости качения управляемого колеса от скорости автомобиля и радиуса поворота при равномерном движении.
Опасное сечение – ось отверстия для шкворня**

		скорость автомобиля, м/с									
		9	12	15	18	21	24	27	30	33	36
радиус поворота, м	17	12,02	16,69	20,60	23,99	27,06	29,93	32,67	35,33	37,91	40,43
	31	7,99	12,04	15,68	18,87	21,69	24,24	26,60	28,84	30,98	33,05
	45	5,9	9,37	12,70	15,72	18,43	20,87	23,10	25,17	27,12	28,98
	59	4,62	7,63	10,65	13,50	16,10	18,47	20,63	22,62	24,47	26,23
	73	3,76	6,41	9,16	11,82	14,32	16,61	18,72	20,66	22,46	24,16
	87	3,15	5,50	8,02	10,51	12,89	15,12	17,17	19,08	20,84	22,50
	101	2,68	4,81	7,11	9,46	11,73	13,88	15,88	17,75	19,48	21,10
	115	2,32	4,25	6,38	8,58	10,75	12,82	14,78	16,61	18,32	19,91
	129	2,03	3,8	5,78	7,85	9,92	11,92	13,82	15,62	17,30	18,87
	143	1,8	3,42	5,27	7,23	9,20	11,13	12,99	14,74	16,39	17,95

Таблица 2

**Зависимость угла наклона плоскости качения управляемого колеса от скорости автомобиля и радиуса поворота при движении с ускорением $j = 1 \text{ м/с}^2$.
Опасное сечение – ось отверстия для шкворня**

		скорость автомобиля, м/с									
		9	12	15	18	21	24	27	30	33	36
радиус движения, м	17	13,79	18,20	21,85	25,02	27,91	30,65	33,29	35,87	38,40	40,88
	31	9,86	13,85	17,32	20,31	22,94	25,32	27,54	29,66	31,70	33,71
	45	7,74	11,25	14,50	17,38	19,92	22,20	24,28	26,21	28,05	29,82
	59	6,42	9,52	12,53	15,28	17,76	19,98	21,99	23,84	25,58	27,23
	73	5,52	8,28	11,06	13,68	16,08	18,25	20,22	22,03	23,71	25,29
	87	4,86	7,34	9,91	12,40	14,72	16,84	18,78	20,56	22,21	23,74
	101	4,36	6,62	9,00	11,36	13,59	15,66	17,57	19,32	20,95	22,46
	115	3,97	6,03	8,25	10,49	12,64	14,66	16,53	18,26	19,86	21,35
	129	3,66	5,55	7,63	9,75	11,82	13,78	15,62	17,33	18,91	20,38
	143	3,40	5,16	7,10	9,12	11,11	13,02	14,82	16,50	18,06	19,52

Таблица 3

**Зависимость угла наклона плоскости качения управляемого колеса от скорости автомобиля и радиуса поворота при движении автомобиля с замедлением $j = 5\text{м/с}^2$.
Опасное сечение – ось отверстия для шкворня**

		скорость автомобиля м/с									
		9	12	15	18	21	24	27	30	33	36
радиус движения, м	17	6,57	11,42	15,87	19,86	23,48	26,80	29,90	32,84	35,64	38,33
	31	2,81	6,48	10,16	13,67	16,92	19,92	22,71	25,32	27,78	30,13
	45	1,08	3,99	7,08	10,15	13,10	15,88	18,48	20,92	23,22	25,40
	59	0,08	2,48	5,12	7,84	10,53	13,11	15,56	17,87	20,05	22,12
	73	-0,56	1,48	3,78	6,21	9,11	11,05	13,36	15,57	17,66	19,65
	87	-1,02	0,76	2,79	4,98	7,23	9,46	11,64	13,74	15,75	17,67
	101	-1,35	0,21	2,04	4,03	6,10	8,19	10,25	12,25	14,19	16,04
	115	-1,61	-0,21	1,45	3,27	5,19	7,14	9,09	11,01	12,87	14,66
	129	-1,81	-0,54	0,97	2,64	4,43	6,27	8,12	9,95	11,74	13,48
	143	-1,98	-0,82	0,57	2,13	3,80	5,53	7,29	9,04	10,77	12,45

На втором этапе учитывалось перераспределение изгибающих моментов во всех трех опасных сечениях и находился наиболее оптимальный угол наклона плоскости качения управляемого колеса методом наименьших квадратов. Результаты также сведены в таблицы:

Таблица 4

Зависимость угла наклона плоскости качения управляемого колеса от скорости автомобиля и радиуса поворота при равномерном движении. Учитываются три опасных сечения

		скорость автомобиля м/с									
		9	12	15	18	21	24	27	30	33	36
радиус движения, м	17	8,81	12,71	16,15	19,27	22,20	25,01	27,76	30,45	33,08	35,67
	31	5,60	8,88	11,92	14,67	17,18	19,53	21,77	23,92	26,03	28,10
	45	3,95	6,73	9,45	11,98	14,31	16,47	18,49	20,41	19,42	24,06
	59	2,95	5,35	7,79	10,13	12,32	14,36	16,26	18,06	19,77	21,42
	73	2,27	4,37	6,58	8,76	10,83	12,77	14,59	16,30	17,92	19,48
	87	1,78	3,65	5,67	7,69	9,65	11,50	13,25	14,90	16,46	17,95
	101	1,42	3,10	4,94	6,83	8,69	10,47	12,16	13,75	15,26	16,70
	115	1,13	2,66	4,36	6,13	7,89	9,60	11,23	12,78	14,25	15,64
	129	0,91	2,30	3,88	5,54	7,21	8,85	10,43	11,93	13,37	14,73
	143	0,72	2,01	3,48	5,04	6,63	8,21	9,73	11,20	12,60	13,93

**Зависимость угла наклона плоскости качения управляемого колеса от скорости автомобиля и радиуса поворота при движении с ускорением $j = 1 \text{ м/с}^2$.
Учитываются три опасных сечения**

		скорость автомобиля м/с									
		9	12	15	18	21	24	27	30	33	36
радиус движения, м	17	10,88	14,36	17,45	20,30	23,03	25,70	28,34	30,96	33,54	36,08
	31	8,01	11,02	13,74	16,20	18,47	20,62	22,69	24,72	26,73	28,72
	45	6,48	9,08	11,56	13,83	15,92	17,86	19,69	21,46	23,19	24,88
	59	5,52	7,80	10,06	12,19	14,16	15,98	17,69	19,32	20,89	22,41
	73	4,87	6,89	8,96	10,96	12,83	14,57	16,20	17,74	19,21	20,63
	87	4,39	6,21	8,11	9,99	11,77	13,44	15,01	16,49	17,89	19,24
	101	4,03	5,68	7,44	9,20	10,90	12,52	14,03	15,46	16,82	18,12
	115	3,75	5,25	6,89	8,55	10,18	11,73	13,20	14,59	15,91	17,17
	129	3,53	4,91	6,43	8,00	9,56	11,06	12,49	13,84	15,13	16,35
	143	3,34	4,62	6,04	7,53	9,02	10,47	11,86	13,19	14,44	15,64

Таблица 6

**Зависимость угла наклона плоскости качения управляемого колеса от скорости автомобиля и радиуса поворота при движении автомобиля с замедлением $j = 5 \text{ м/с}^2$.
Учитываются три опасных сечения**

		скорость автомобиля м/с									
		9	12	15	18	21	24	27	30	33	36
радиус движения, м	17	2,47	6,45	11,26	15,13	18,69	22,01	25,14	28,13	30,99	33,73
	31	-1,00	2,40	5,86	9,17	12,29	15,20	17,93	20,51	22,97	25,33
	45	-2,60	0,09	3,16	5,85	8,64	11,29	13,80	16,17	18,43	20,58
	59	-3,51	-1,30	1,15	3,69	6,21	8,65	10,98	13,21	15,33	17,35
	73	-4,10	-2,23	-0,10	2,16	4,45	6,71	8,89	10,99	13,01	14,93
	87	-4,52	-2,89	-1,01	1,02	3,11	5,21	7,26	9,26	11,17	13,02
	101	-4,83	-3,39	-1,70	0,14	2,06	4,01	5,95	7,84	9,68	11,45
	115	-5,03	-3,77	-2,25	-0,57	1,21	3,04	4,87	6,67	8,43	10,13
	129	5,25	-4,09	-2,69	-1,14	0,51	2,23	3,95	5,67	7,36	9,01
	143	-5,41	-4,34	-3,06	-1,62	-0,08	1,54	3,18	4,82	6,44	8,03

Выводы

Главным выводом, сделанным на основе анализа полученных результатов, можно считать выдвигание концепции о целесообразности активного управления углами наклона плоскости качения управляемого колеса как средства снижения нагруженности несущих узлов передней оси автомобиля. То есть настало время осознания необходимости изменения углов

наклона шкворня в процессе движения автомобиля. Это открывает перспективы улучшения НДС деталей и агрегатов передней оси, а также ряда эксплуатационных характеристик автомобиля, таких как управляемость, устойчивость, комфортабельность и т.п. Очевидно, что только в этом случае возможен выбор углов наклона плоскости вращения управляемых колес, обеспечивающих оптимальное качение колес автомобиля при различных режимах его движения. Тем более что необходимые углы наклона α , как показывают расчеты, технически вполне реализуемы.

Механические характеристики автомобильных шин

Воронин В.В., Кондрашов В.Н., Тимаев Д.М.
Московский государственный технический университет «МАМИ»
(495) 223-05-23, доб. 1587

Аннотация. В данной статье рассматриваются механические характеристики автомобильных шин. В условиях движения автомобиля шины деформируются в трех направлениях: в нормальном, тангенциальном и боковом. Все три деформации взаимосвязаны между собой. Воздействие на колесо боковой силы не только вызывает боковую деформацию шины, но и увеличивает ее нормальный прогиб.

Ключевые слова: шина, колесо, деформация шины.

Современные автомобильные шины представляют собой резинокордную оболочку, заполненную сжатым воздухом, которая обладает эластичностью во всех направлениях.

Обычно различают нормальную, тангенциальную и боковую эластичность шины.

В реальных условиях движения автомобиля шины деформируются одновременно в трех направлениях: в нормальном, тангенциальном и боковом. Все три вида деформации органически взаимосвязаны. Например, воздействие на колесо боковой силы не только вызывает боковую деформацию шины, но и увеличивает ее нормальный прогиб.

Эластичность шин во всех направлениях делает более сложными физические явления, происходящие при взаимодействии колеса с грунтом, сильно усложняя процесс рассмотрения закономерностей движения автомобиля. В целях упрощения принято рассматривать отдельно нормальный прогиб шин только от воздействия нормальных сил, боковую деформацию только от действия боковых сил. Для большинства современных шин приложение крутящего момента к колесу оказывает малое влияние на нормальный прогиб шин несколько больше, однако во многих случаях им также можно пренебречь. Влияние нормальной силы на боковую эластичность шины велико, и пренебрегать им нельзя.

Пройодимость автомобиля в основном определяет нормальная эластичность шины, характеризующаяся величиной нормального прогиба. Экспериментально нормальный прогиб шины определяют измерением расстояния по нормам от оси колеса до опорной поверхности при нагружении колеса нормальной силой:

$$h_z = r_c - r_{cm}, \quad (1)$$

где: h_z - нормальный прогиб;

r_c - свободный радиус колеса (наружный радиус шины в свободном состоянии);

r_{cm} - статический радиус колеса (расстояние по нормам от центра колеса до опорной поверхности).

Зависимости нормального пробега шины 12-00-18 «И111» от нагрузки (рисунок 1а) показывают, что кривые нагружения и разгружения шины не совпадают; это объясняется наличием внутреннего трения в резинокордной оболочке шины (явление гистерезиса). При снижении давления в шине площадь петли гистерезиса увеличивается.

Характер зависимости $P_z(h_z)$ явно нелинейный при малых нагрузках (прогибах шины) и приближается к линейному при их увеличении. Нелинейность характеристики увеличивает