

Расчету частот и форм собственных колебаний (п. 24) обычно предшествует этап создания конечноэлементной сетки (п. 23), от правильности построения которой зависит точность дальнейших расчетов.

При совпадении частот собственных колебаний с частотами вынужденных колебаний происходит резонанс, влияние которого на вибрацию картерных деталей определяется в п. 25.

Оценка шумовых параметров ведущего моста производится в п. 24. Мероприятия, направленные на снижение шума, могут изменить геометрические параметры деталей ведущего моста, чем и объясняется связь данного блока с п. 21.

Оценка экономической эффективности, степени унификации, веса узла (п. 27) должна определить необходимость дальнейших шагов в проектировании. При положительной оценке параметров конструкции принимается решение о разработке конструкторской документации на детали ведущего моста (п.28).

По предложенной методике производится разработка ведущих мостов новых конструкций на Минском автозаводе. Ее эффективность подтверждается многолетней практикой опытно-конструкторских и испытательских работ.

*УДК 629.113.073*

**А.Г. Выгонный, А.Н. Колесникович**

## **РАСЧЕТНАЯ ОЦЕНКА ПОПЕРЕЧНОЙ УСТОЙЧИВОСТИ ЛЕСОВОЗНЫХ АВТОПОЕЗДОВ**

*РУП "Минский автомобильный завод", НИРУП «Белавтотракторостроение»  
Минск, Беларусь*

По техническим требованиям лесовозный автопоезд в составе автомобиля-тягача и прицепа-ропуски предназначен для работ по перевозке леса по лесовозным профилированным дорогам с гравийным и другим покрытиями с заходом на дороги лесосек, по которым автопоезд может двигаться самостоятельно без потери проходимости, а также по дорогам общей сети с твердыми типами покрытий. Это значит, что одним из условий безопасной эксплуатации транспортного средства данного вида является и обеспечение, прежде всего поперечной устойчивости в статическом состоянии для различных условий работы, как для автопоезда с полной нагрузкой, так и для автопоезда снаряженного, с погруженным прицепом-ропуском в транспортном положении.

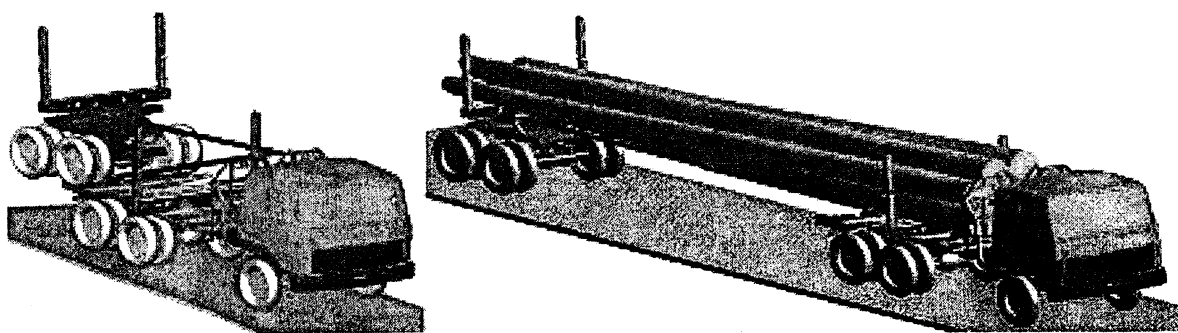
Для обеспечения безопасности движения автопоезда на косогорах и в условиях бездорожья, когда существует опасность крена и опрокидывания автопоезда, необходимо определить критический угол, при котором теряется устойчивость автопоезда. Оценку поперечной устойчивости можно производить как посредством стендовых испытаний на стенде с наклоняющейся площадкой, так и расчетными методами. Каждая из этих категорий оценки поперечной устойчивости имеет свои положительные и отрицательные моменты.

Для стендовых испытаний положительным является то, что результаты, полученные на стенде, наиболее адекватно показывают поведение реального образца, отрицательный момент это то, что для проведения такого рода испытаний требуется, прежде всего, уже наличие самого объекта испытания, наличие стенда для проведения испытаний со всеми вытекающими из этого материальными затратами.

Для расчетной оценки поперечной устойчивости положительным является то, что результат получается сравнительно быстро и не требуется значительных материальных расходов, таких как изготовление образца и наличие испытательного оборудования, а достаточно лишь исходных данных, предоставляемых конструкторами. Отрицательным является то, что составляемые до настоящего времени расчетные модели не могли учитывать всех факторов, оказывающих влияние на поперечную устойчивость, и как следствием этого были большие погрешности при сопоставлении расчетных результатов и результатов стендовых испытаний. Расчетная оценка была важна лишь на уровне проектирования. В настоящее время, с появлением мощных вычислительных комплексов и более совершенного программного обеспечения, появилась возможность составлять математические модели, на объектном уровне не создавая математического описания. С помощью среды моделирования воссоздается физический прототип, используя стандартные элементы пакета (пружина, сила, генератор движения, кинематическая связь и др.), с помощью которых строится кинематическая схема, которая в дальнейшем при расчете автоматически переводится программой в математическую модель.

Для оценки поперечной устойчивости автотранспортных средств на минском автомобильном заводе совместно с НИРУП «Белавтотракторостроение» разработали методику моделирования и расчета поперечной устойчивости в пакете ADAMS. В рамках государственной программы ГНТП «Белавтотракторостроение» проведены расчеты поперечной устойчивости нового (автопоезд №1) и серийного (автопоезд №2) лесовозных автопоездов с полной нагрузкой и нового лесовозного автопоезда в снаряженном состоянии с погруженным прицепом-ропуском. При расчете нового автопоезда просчитаны варианты с использованием рычажно-балансирной и рессорно-балансирной подвесок прицепа-ропуска. Просчитаны различные варианты включения стабилизаторов поперечной устойчивости (СПУ) с вариантами установки СПУ среднего моста. Просчитаны варианты с изменением погрузочной высоты коников тягача и прицепа-ропуска, а также с установкой различных конструкций коников. Общий вид моделей в пакете ADAMS показан на рис. 1

Общий вид моделей лесовозного автопоезда



а)

а – снаряженное состояние автопоезда с погруженным прицепом-ропуском;

б – автопоезд полной массы.

б)

Рис. 1

Техническая характеристика моделируемых объектов и отличительные особенности основных параметров лесовозных автопоездов №1 и №2 приведены в табл. 1.

Основные параметры и технические характеристики исследуемых лесовозных автопоездов

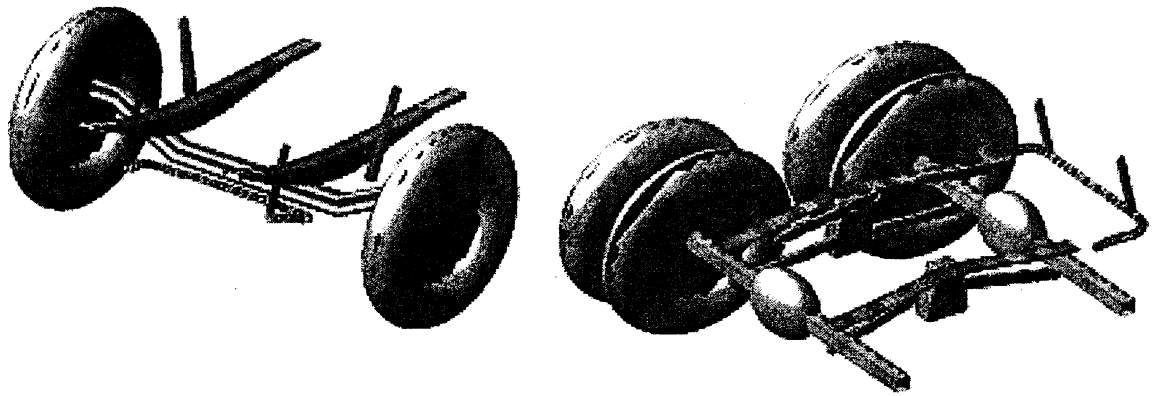
Наименование параметра	Автопоезд №1	Автопоезд №2
1	2	3
Колесная формула автомобиля	6x6	6x6
База автомобиля, мм	3730 + 1400	3780 + 1400
Полная масса автомобиля, кг	28500	24000
Полная масса прицепа, кг	22000	18000
Распределение Мп автопоезда, кг		
на переднюю ось автомобиля	6500	6000
на тележку автомобиля	22000	18000
на тележку прицепа	22000	18000
Грузоподъемность автомобиля, кг	15400	10850
Грузоподъемность прицепа, кг	17500	13500
Грузоподъемность автопоезда, кг	32900	24350
М <sub>сн</sub> автомобиля, ±3%, кг	12950	13000
М <sub>сн</sub> прицепа, ±3%, кг	4500	4500
Шины автомобиля	12.00-20, диагональные,	12.00-20, диагональные,

По исходным данным построена динамическая модель серийного лесовозного автомобиля-тягача и прицепа-ропуса в ADAMS с учетом моментов инерции составных частей модели, имеющих массу. Скорость подъема опорной площадки не превышает допустимого значения по РД 37.001.005-82 /1/  $[\omega]=0,5 \frac{\text{град}}{\text{сек}}$  Таким образом задача, которая раньше решалась с помощью уравнений статики, при помощи пакета ADAMS решается в динамике, что максимально приближает расчетный метод к условиям испытаний.

#### Моделирование подвески автомобиля.

В исследуемых автомобилях передняя подвеска - зависимая рессорная. Упругим и направляющим элементом такой подвески являются рессоры. На рис. 2а приведен общий вид передней подвески, смоделированный в ADAMS. Задняя подвеска – балансирного типа. Рессора также является упругим элементом, а функции направляющего аппарата выполняют реактивные штанги. Общий вид моделей задней подвески в среде ADAMS приведен на рис. 2б. Модели подвесок передней и задней содержат отработанные и испытанные по отдельности, динамические модели следующих узлов: упругие элементы – рессоры, стабилизаторы поперечной устойчивости вместе с рычагами для воспроизведения правильной кинематической схемы, штанги направляющего аппарата в задней подвеске.

#### Модели передней и задней подвесок в ADAMS



а – модель передней подвески;

б – модель задней подвески.

Рис. 2

Расчет нормативных показателей поперечной устойчивости.

Величина угла статической устойчивости АТС против опрокидывания, полученная в результате испытаний, либо расчета, должна быть не меньше нормативного значения, которое зависит от коэффициента поперечной устойчивости  $q_y$ .

$$q_y = \frac{K}{2h}$$

где  $K$  – расчетная колея в центре масс;

$h$  – высота центра масс, определенная из условий развески модели.

На рис. 3 показана схема с размерами для определения расчетной колеи. На схеме обозначены центр масс снаряженного автомобиля с погруженным роспуском и центр масс лесовозного тягача с полной нагрузкой.

Схема для определения приведенной колеи

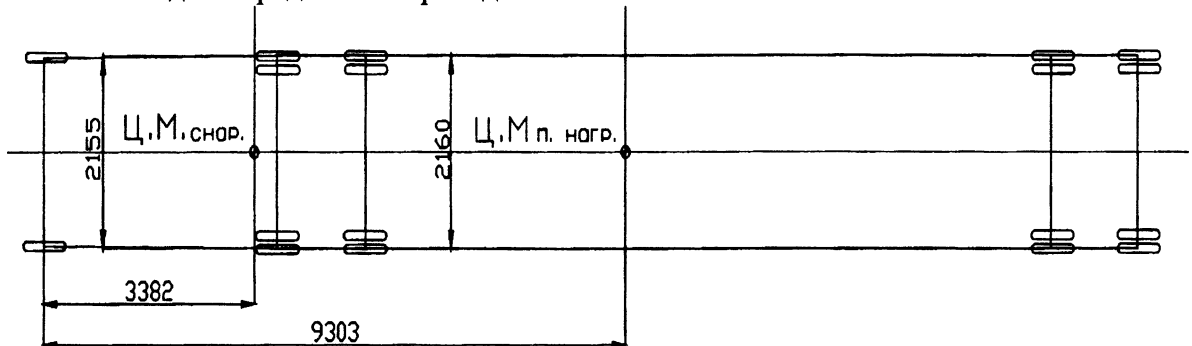


Рис. 3

Угол статической устойчивости АТС  $\alpha$  против опрокидывания (угол подъема платформы) определяется по формуле [2].

$$\min = (42,4q_y - 2,4)^\circ, \quad \text{при } 0,55 \leq q_y \leq 1,0;$$

Минимально допустимая величина  $\alpha = 21^\circ$  [2].

В проекте ГОСТа также нормируется угол крена автомобиля в центре масс  $\lambda$ . Максимально допустимая величина угла крена автомобиля в центре масс, полученная в результате испытаний не должна превышать значения, полученного расчетным путем в зависимости от коэффициента поперечной устойчивости  $q_y$ .

$$\lambda = (10,8 - 4,3q_y)^\circ, \quad \text{при } q_y \leq 1,0;$$

Результаты расчета нормативных показателей поперечной устойчивости для снаряженного автомобиля с погруженным роспуском и для груженого автопоезда с

различными вариантами установки коников тягача и прицепа-ропуска приведены в таблице 2.

Таблица 2

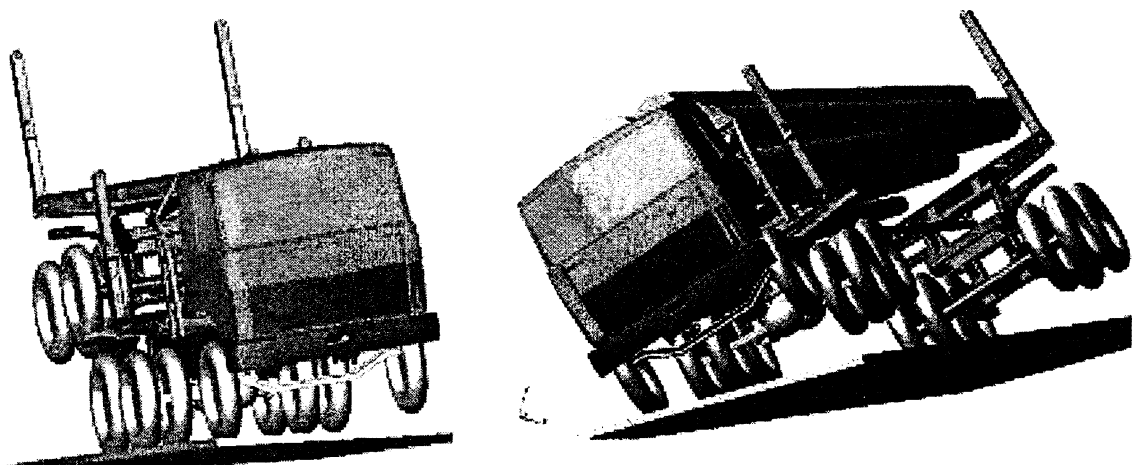
Нормативные параметры поперечной устойчивости лесовозного автопоезда

Вариант расчетной схемы	K	h	$q_y$	$\alpha$	$\lambda$
Снаряженное состояние с погруженным ропуском	2155	1263	0,853	$33,7^0$	$7,13^0$
Автопоезд (полная нагрузка)	2160	1847	0,585	$22,4^0$	$8,28^0$

#### Результаты расчета.

В результате расчета в среде ADAMS, помимо числовых и графических результатов расчета можно наблюдать и анимационный видео ролик процесса наклона опрокидывающейся площадки, где отчетливо наблюдается момент отрыва колес с последующим опрокидыванием автопоезда при повороте опрокидывающей площадки на величину критического угла. Визуализация процесса опрокидывания помогает на этапе построения и доводки создавать довольно сложную и адекватную реальному образцу динамическую модель, т.к. заложенные в модель либо неточные параметры, либо неправильная кинематическая схема приведут к нереальному поведению модели при предварительных расчетах. На рис. 4 показаны моменты отрыва колес при опрокидывании в результате визуального контроля поведения динамической модели при расчете в среде ADAMS.

Момент отрыва колес автопоезда при опрокидывании



а)

б)

а – снаряженное состояние автопоезда с погруженным прицепом-ропуском;  
б – автопоезд полной массы.

Рис. 4

Для оценки поперечной устойчивости лесовозных автопоездов, в постпроцессоре ADAMS имеется возможность с помощью графиков и цифровых данных точно определять углы наклона опрокидывающейся площадки, при котором реакции колес разгружаемой стороны автопоезда уменьшаются до нуля и таким образом происходит “отрыв” колеса от опорной площадки. Прослеживая динамику обнуления реакций колес по времени можно установить порядок “отрыва” колес. В процессе расчета поперечной устойчивости дополнительно определяется угол крена автопоезда. Это осуществляется путем установки в динамическую модель датчика определения угла

крена подрессоренной массы относительно опорной поверхности наклонной площадки. Результаты расчетной оценки поперечной устойчивости в среде ADAMS для различных моделей и условий испытаний сведены в таблицу 3.

Таблица 3

Сводная таблица по результатам расчета.

Варианты расчетной схемы	Автопоезд №1				Автопоезд №2	
	Рычажно-балансирная подвеска прицепа-ропуска		Рессорно-балансирная подвеска прицепа-ропуска			
	$\alpha, ^\circ$	$\lambda, ^\circ$	$\alpha, ^\circ$	$\lambda, ^\circ$	$\alpha, ^\circ$	$\lambda, ^\circ$
Базовый вариант (полная масса)	25,90	3,62	26,0	4,07	27,8	3,0
Без стабилизаторов поперечной устойчивости	22,99	8,95	22,0	5,51	—	—
Включен только задний СПУ	23,81	6,86	23,87	6,87	—	—
Включен только передний СПУ	25,56	4,25	25,56	4,18	—	—
Включены СПУ на трех мостах	26,12	3,25	26,12	3,15	—	—
Включены СПУ среднего и заднего мостов	24,93	5,87	25,52	3,93	—	—
Включены СПУ переднего и среднего мостов	25,98	3,75	25,93	3,71	—	—
Включен только средний СПУ	24,15	6,70	24,19	6,60	—	—
Погрузочная высота коника тягача снижена на 50мм, а прицепа-ропуска на 60мм	26,40	—	—	—	—	—
Погрузочная высота коника прицепа-ропуска снижена на 60мм	26,23	—	—	—	—	—
Коники со складывающимися стойками	26,75	4,11	—	—	—	—
Снаряженный автомобиль с погруженным прицепом-ропуском	35,1	2,0	—	—	—	—

#### Выводы.

- Для моделирования в среде ADAMS поперечной устойчивости разработаны динамические модели лесовозного автопоезда в составе автомобиля-тягача и прицепа-ропуска в снаряженном состоянии с погруженным прицепом-ропуском и в условиях полной загрузки автопоезда.

- В условиях полной загрузки автопоезда были просчитана поперечная устойчивость с различными вариантами исходных данных:

- Лесовозный автопоезд соответствует требованию РД 37.001.005-86 по статической устойчивости АТС против опрокидывания.

- Расчеты с различными вариантами установки СПУ показали, что:

1. Отключение переднего стабилизатора ухудшает показатели поперечной устойчивости на  $\approx 8,8\%$  в то время, как аналогичное отключение заднего СПУ ухудшает

показатели поперечной устойчивости только на  $\approx 1,3\%$  от принятой базовой схемы включения СПУ.

2. Установка дополнительного СПУ на среднем мосту улучшает поперечную устойчивость транспортного средства на  $\approx 0,8\%$  от принятой базовой схемы включения СПУ.

3. Вариант включения СПУ на переднем и среднем мостах по показателям поперечной устойчивости практически идентичен базовому варианту с включением СПУ на переднем и заднем мостах.

- В снаряженном состоянии с погруженным роспуском автомобиль теряет устойчивость при угле наклона опорной площадки  $\alpha = 35,1^\circ$ . Угол крена поддрессоренных масс при этом составляет  $\lambda = 2^\circ$ . Нормативное значение угла поперечной устойчивости и угла крена поддрессоренных масс соответственно составляют  $\alpha = 33,7^\circ$  и  $\lambda = 7,13^\circ$ .

- При полной загрузке лесовозного автопоезда (базовый вариант) с рычажно-балансирной подвеской прицепа-роспуска устойчивость теряется при угле наклона опорной площадки  $\alpha = 25,90^\circ$ . Угол крена поддрессоренных масс при этом составляет  $\lambda = 3,62^\circ$ . Для рессорно-балансирной подвески показатели поперечной устойчивости -  $\alpha = 26,0^\circ$ ,  $\lambda = 4,07^\circ$ . Нормативное значение угла поперечной устойчивости и угла крена поддрессоренных масс соответственно составляют  $\alpha = 22,4^\circ$  и  $\lambda = 8,28^\circ$ .

- При варианте расчета, когда погрузочная высота коников тягача снижена на 50 мм, а прицепа-роспуска – на 60 мм, устойчивость теряется при угле наклона опорной площадки  $\alpha = 26,40^\circ$ . Вариант с такими исходными данными улучшает показатели поперечной устойчивости на  $\approx 2^\circ$  от базового варианта.

В случае, когда погрузочная высота коника прицепа-роспуска снижена на 60 мм - устойчивость теряется при угле наклона опорной площадки  $\alpha = 26,23^\circ$ , что улучшает показатели поперечной устойчивости  $\approx 1,3\%$  от базового варианта.

- При расчете поперечной устойчивости варианта комплектации лесовозного автопоезда кониками со складывающимися стойками устойчивость теряется при угле наклона опорной площадки  $\alpha = 26,75^\circ$ . Угол крена поддрессоренных масс при этом составляет  $\lambda = 4,11^\circ$ . В связи с понижением центра масс груза показатели поперечной устойчивости улучшены на  $\approx 3,2\%$  от базового варианта.

## ЛИТЕРАТУРА

1. РД 37.001.005-82 Методика испытаний и оценки устойчивости управления автотранспортными средствами. – М., НАМИ – Автополигон, 1982.; 2. Проект ГОСТ “Управляемость и устойчивость автотранспортных средств. Технические требования и методы испытаний”.1999г.; 3. Using ADAMS/ Solver Version 9 Part Number 91 SOLVUG-01.