

При эксплуатации автомобиля несущая система подвергается воздействию внешних сил, которые можно разделить на симметричные и кососимметричные. Симметричные нагрузки вызывают вертикальный изгиб, а кососимметричные — кручение несущей системы. Так как ось кручения не совпадает с геометрической осью симметрии несущей системы, то вследствие неровностей дороги, поворота, несимметричного торможения или разгона автомобиля в сечениях лонжеронов рамы возникают нормальные напряжения горизонтального изгиба $\sigma_{\text{н.г.}}$.

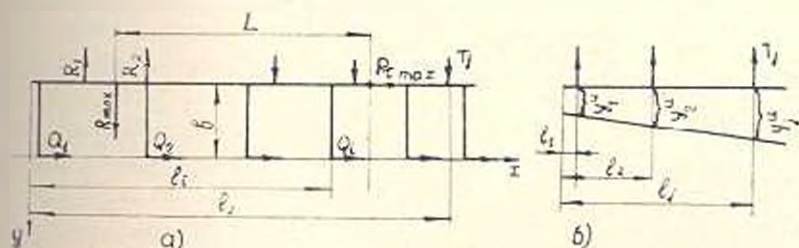


Рис. 1. Расчетная схема: а — рамы, б — цистерны

Максимальная величина горизонтальной силы, вызывающей горизонтальный изгиб несущей системы R_{max} (рис. 1. а), ограничивается боковым скольжением передних колес и сопротивлением поворота заднего моста (как наиболее нагруженного) вокруг вертикальной оси:

$$\left. \begin{aligned} R_{\max} &\leq G_{1\varphi_{\max}} + \frac{P_{\text{э макс}} \cdot B}{L} && (\text{разгон}); \\ R_{\max} &\leq G_{1\varphi_{\max}} + \frac{P_{\text{э макс}} \cdot B}{L} && (\text{торможение}). \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где R_{max} — горизонтальная сила, приведенная к оси передних колес; μ_{max} — коэффициент сцепления шины с дорогой в боковом направлении.

нии $(0,7 + 0,8)$; G_1 — масса автомобиля, приходящаяся на переднюю ось; $P_{\max}$, $P_{\text{торм}}$ — соответственно, максимальные тяговые и тормозные силы; L — база автомобиля; B — колея задних колес.

Для отечественных грузовых автомобилей с колесной формулой 4×2 $R_{\max}$ составляет $25 + 30\%$ от общей массы автомобиля.

Установленный на раме автомобиля кузов и способ его крепления оказывают значительное влияние на напряженное состояние элементов рамы [1—3]. Ниже рассмотрены условия совместной работы рамы и кузова на примере автомобиля-цистерны.

Выбор этого типа автомобиля связан с тем, что цистерна представляет собой один из наиболее жестких кузовов и к работе этого типа кузова предъявляются следующие требования:

- изоляция его от скручивающих и изгибающих усилий рамы, возникающих при воздействии дороги на колеса автомобиля;

- изоляция рамы от чрезмерных динамических воздействий кузова при точечной установке последнего;

- ограниченная гибкость крепления, т. е. слишком большое относительное перемещение кузова снижает устойчивость движения.

В обеспечении этих условий важным фактором является рациональное размещение монтажных узлов, при котором допустимый прогиб соединительных элементов не вызывает перенапряжения в его частях. Число необходимых установочных точек и их размещение по длине кузова предопределяется допустимой крутильной жесткостью и величиной нормальных напряжений вертикального изгиба и стесненного кручения [3]. Что касается нормальных напряжений горизонтального изгиба, то их значения можно регулировать с помощью боковых жесткостей соединительных элементов.

В предлагаемом методе расчета несущих систем грузовых автомобилей на изгиб в горизонтальной плоскости приняты следующие допущения:

- жесткость кузова многого велика по сравнению с жесткостью рамы и со стороны кузова на раму через соединительные элементы действуют сосредоточенные усилия T_i (рис. 1);

- рама рассматривается как плоская линейно-деформируемая и статически неопределимая стержневая система;

- отсутствует зазор в кронштейнах рессор.

Расчет произведен методом сил на последовательно изменяемой основной системе, получаемой путем поперечных разрезов всех поперечин по осям симметрии рамы. Система (рис. 1) $m + k - 2$ раза статически неопределима (m — количество поперечин рамы, k — количество точек крепления цистерны на одном лонжероне). Как внешние силовые факторы, выступают боковые усилия в кронштейнах рессор R_i и $R_{\max}$ а как внутренние — Q_i и T_i . Так как рама симметрична, а нагрузка несимметрична, то определяются только поперечные силы Q_i .

Система канонических уравнений, необходимая для расчета Q_i имеет следующий вид:

ствий и зависимости от жесткости соединительных элементов, для автомобиля АЦ-4, 2-130 (цистерна) строятся эюкры нормальных напряжений горизонтального изгиба (рис. 2) и относительных перемещений цистерны (рис. 3) по формуле:

$$\delta_j = Y_j^{\text{ср}} / C = C_k - Y_j^{\text{ср}} / C = 10000 \text{ Н/м.м.} \quad (7)$$

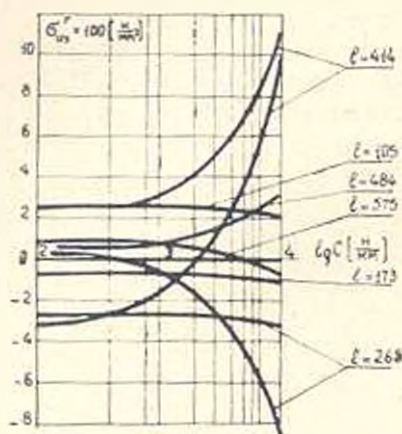


Рис. 2. Напряжение в раме автомобиля АЦ-4, 2-130 при горизонтальном изгибе (l — расстояние от передней кромки лонжерона).

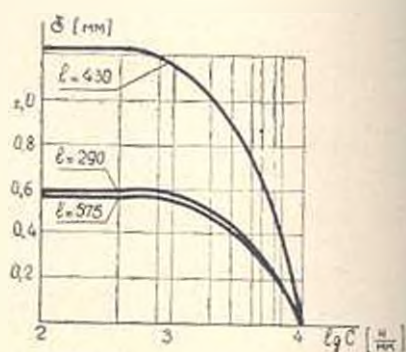


Рис. 3. Относительное перемещение кузова.

Из рис. 2 и рис. 3 следует, что с увеличением жесткости соединительных элементов перемещение кузова относительно рамы уменьшается, а нормальные напряжения горизонтального изгиба лонжерона, в основном, увеличиваются, однако их изменение не пропорционально. Изменить поперечные сечения лонжерона рамы базового автомобиля нецелесообразно, т. к. для сборки автомобиля-цистерны завод-изготовитель использует раму базового автомобиля без существенных переделок. Поэтому необходимо с помощью рационального использования несущих способностей кузова и соединительных элементов обеспечить условие, при которых напряженные состояния рам автомобилей АЦ-4, 2-130 и ЗИЛ-130 мало отличались друг от друга.

Выполненные расчеты позволяют сделать следующие выводы.

1. За счет уменьшения жесткости соединительных элементов от 10^4 до 10^3 Н/мм, наибольшие напряжения от изгиба в горизонтальной плоскости уменьшаются в 7,3 раза, а горизонтальные изгибающие моменты, действующие на цистерну — в 8,8 раза, перемещение же кузова увеличивается лишь в 1,8 раза.

2. Горизонтальная жесткость соединительных элементов влияет на напряженное состояние лонжерона в участке установки переднего соединительного элемента, второй и третьей поперечин.

3. Для автомобилей с жестким кузовом и грузоподъемностью 4—6 т рекомендуется боковую жесткость соединительных элементов выбирать в пределах $800 \div 1000 \text{ Н/мм}$, а для соединительного элемента, устанавливаемого в зоне оси задних колес, предусмотреть боковой зазор до 2 мм.

ЕрПН ям К Маркса

Поступило 16. IV. 1980

2. 2. ՔՈՁԵՆՅԱՆ

ԿՈՇՏ ԹԱՓՔՈՎ ԲԵՌՆԱՏԱՐ ԱՎՏՈՄՈԲԻԼԻ ԿՐՈՂ ՀԱՄԱԿԱՐԳԻ
ՀԱՇՎԱՐԿԸ ՇՐՋԱՆԱԿԻ ԼԱՅՆԱԿԱՆ ՀԱՐԹՈՒԹՅԱՆ ՄԵՋ
ՌԵՄԱՆ ԴԵՊՔՈՒՄ

Ա մ փ ո փ ո մ

Դիտարկվում է կոշտ թափրի և շրջանակի համատեղ աշխատանքը լայնական հարթության մեջ ծովան դեպքում և կապող օղակների ազդեցությունը կրող համակարգի մասերում առաջացող լարումների վրա: Կախված շրջանակի երկայնական ձողերում ազդող նորմալ լարումների մեծությունից և թափրի հարաբերական աեղափոխության չափից՝ որոշվում է կապող օղակների լայնական կոշտության մեծությունը:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Владыкин Н. Г. и др. Влияние параметров амортизационных узлов на динамическую нагруженность несущей системы грузового автомобиля. «Автомобильная промышленность», 1973, № 9.
2. Спицына Д. И. и др. Исследование напряженного состояния несущих систем при различных способах закрепления жестких кузовов на автомобильных рамах. Сб. «Расчеты на прочность», вып. 17, М., «Машиностроение», 1976.
3. Макселян Г. В., Кочинян Г. ԷՋ. Влияние соединительных элементов кузова и рамы на ресурс в крутильную жесткость несущей системы. «Промышленность Армении», 1977, № 9.
4. Пономарев С. Д. и др. Расчеты на прочность в машиностроении, т. 1, М., Машгиз, 1959.

