

Рис. 1. Изображение окна программы (силовой и кинематический расчет показаны частично).

Данная программа может успешно использоваться при курсовом проектировании по дисциплине «Теория механизмов и машин». В программе предусмотрен ввод имени, фамилии, номера группы студента; номера варианта; ИФО преподавателя. И можно распечатать все результаты на 5 страниц формата А4.

ЛИТЕРАТУРА

1. Теория механизмов, машин и манипуляторов. Филонов И.П., Анципорович П.П., Акулич В.К. – Мн.: Дизайн ПРО, 1998 – 656с.

УДК 621.81

Капуста П.П., Швец И.В.

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК СОПРОТИВЛЕНИЯ УСТАЛОСТИ КРИВОЛИНЕЙНЫХ ПРОКАТНЫХ ОПОР

Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь

Сократить сроки создания новых конструкций машин стало возможным благодаря использованию имитационного моделирования. Проектируемая конструкция машины представляется в виде полномасштабной виртуальной модели и рассматривается как сложная механическая несущая система взаимосвязанных и взаимозависимых подсистем. Проведение эксперимента на такой модели соответствует натурным испытаниям, проводимым в

экспериментальных цехах, но с гораздо меньшими затратами средств на перенастройку испытательных стендов. С помощью имитационной модели осуществляется проектная оценка нагруженности машин для дальнейшего анализа и определения опасных по усталости элементов и их характеристик сопротивления усталости, а также прогнозирования ресурса исследуемой конструкции.

Проектируемая конструкция машины корректируется и дополняется по мере накопления данных о характеристиках сопротивления усталости элементов, критериях прочности и жесткости, вероятностном расчете ресурса, эксплуатационной нагруженности.

Данное исследование предпринято с целью определения напряжений, возникающих в листах опоры подвески полуприцепа МАЗ-97583 для дальнейшего прогнозирования характеристик сопротивления усталости.

Расчет напряжений произведен методом конечных элементов на пакете NASTRAN на рабочей станции HP-9000. Конечноэлементная модель создана в пре/постпроцессоре PATRAN на основе геометрической трехмерной модели, выполненной в пакете трехмерного моделирования Unigraphics.

Подвеска полуприцепа (рис. 1) включает в себя пневмоэлемент (указатель 1) – упругое звено, гидроамортизатор (указатель 2) – гасящее звено и опору (указатель 3) – направляющее звено подвески. Усилия от дороги передаются на ось полуприцепа (указатель 4), далее через соединительные кронштейны (указатель 5), стянутые стремянками (указатель 6), на опору, а от нее – через шарнир (указатель 7) и пневмоэлемент на раму.

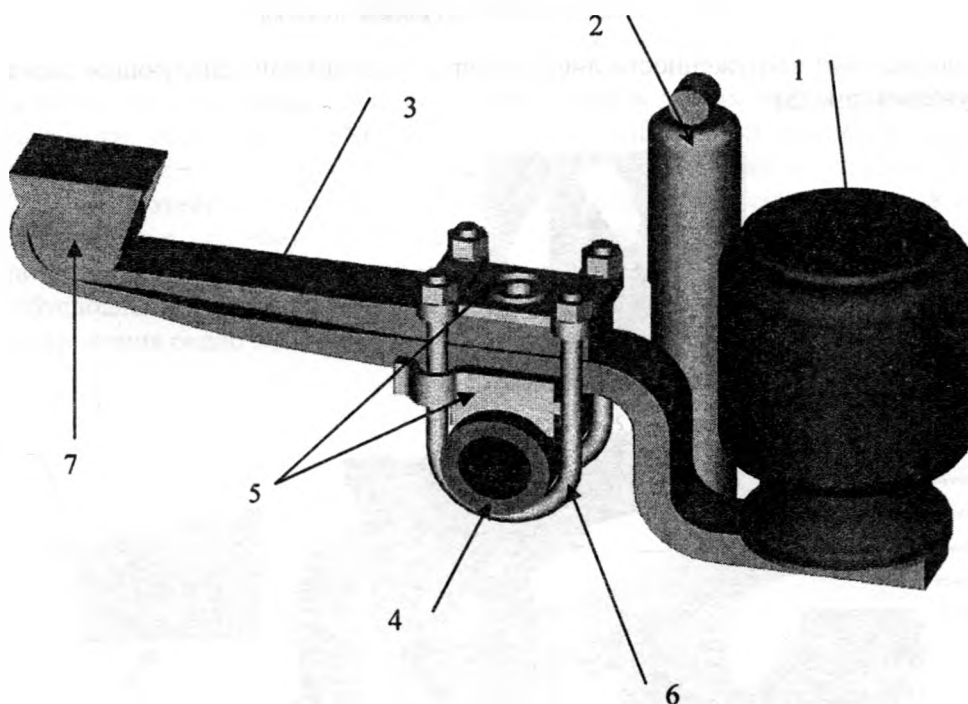


Рис. 1. Схема подвески полуприцепа

Конечноэлементная модель (рис. 2) выполнена в препроцессоре MSC/Patran по геометрической модели, сделанной в пакете трехмерного моделирования Unigraphics. Точность следования геометрии составляющих определяется влиянием её на общую жёсткость системы. При создании конечноэлементной модели для получения удовлетворительных результатов расчета было принято решение о таком размере конечных элементов, чтобы по толщине листа опоры располагалось три элемента. Таким образом, в среднем, размер элемента составил 15 мм.

Следовательно, технологические радиусы, а также фаски и другие незначительные элементы конструкции размером до 3 мм не моделировались.

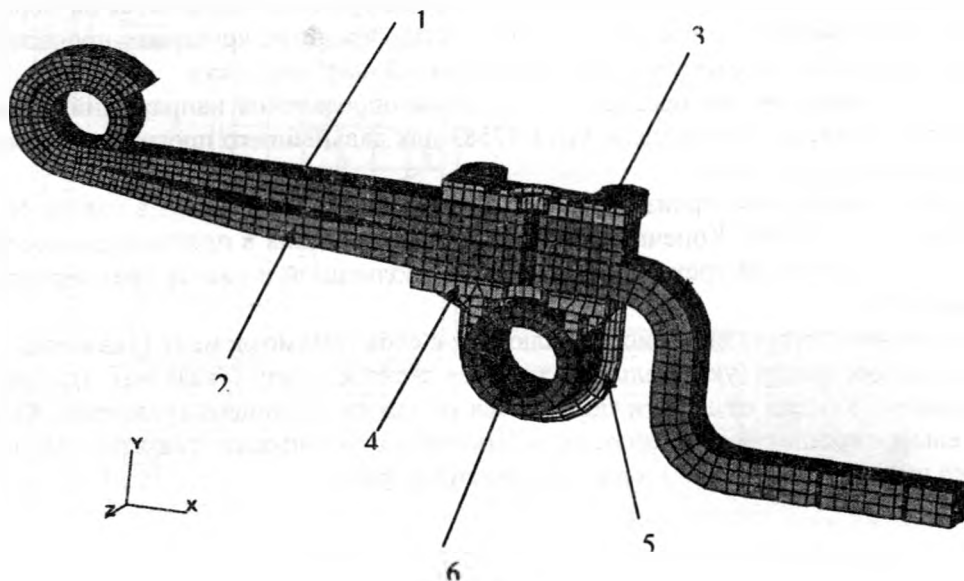


Рис. 2. Конечноэлементная модель подвески

Для определения нагруженности листов опоры была выбрана следующая схема закрепления и нагружения (рис. 3):

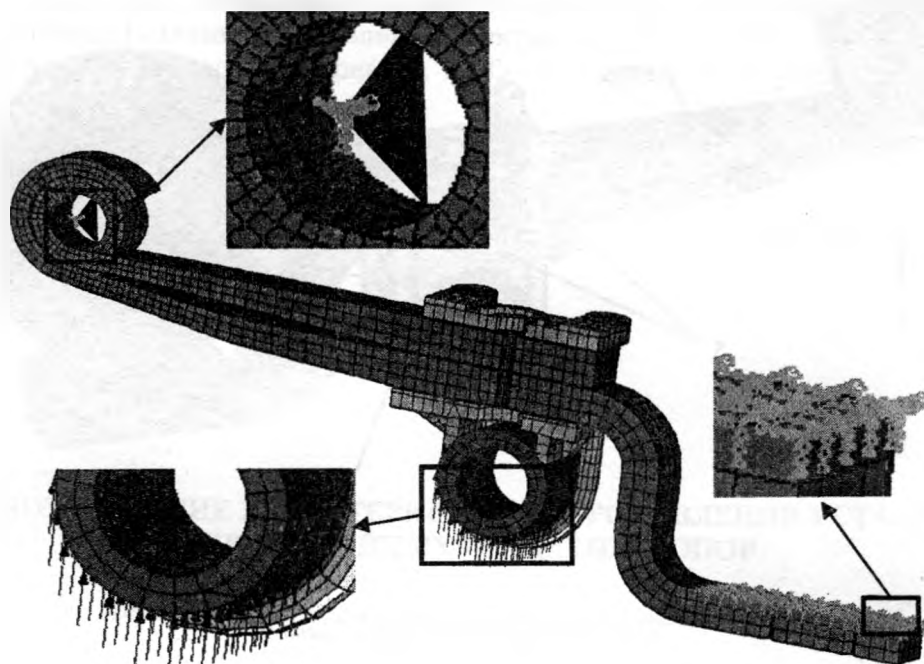


Рис. 3. Схема нагружения и закрепления модели

В результате проведенного расчета были получены картины распределения напряжений (рис. 4) в деталях подвески полуприцепа при статическом нагружении из условия приходящейся на ось нагрузки в 8000 кг с учетом затяжки гаек стремянки с моментом затяжки 600 Н·м.

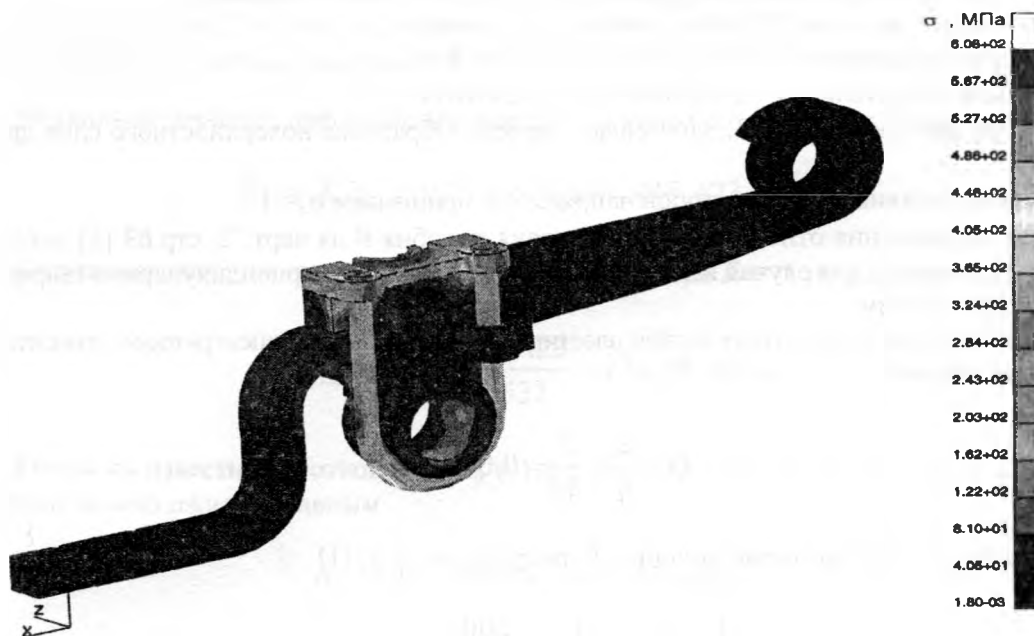


Рис. 4. Схема эквивалентных напряжений в подвеске

Как видно из приведенного рисунка, напряжения в листах опоры значительно меньше предела текучести (для стали 50ХГФА $\sigma_T = 1324$ МПа). Распределение эквивалентных напряжений в верхнем листе приведено на рисунке 5 (нелинейная шкала). Здесь можно выделить две зоны возникновения напряжений - в месте присоединения рессоры к накладке и в зоне присоединения к шарниру. Максимальное значение в 428 МПа (рис. 6) достигается в верхнем листе опоры от действия сжимающих усилий стремянки. Однако столь высокое значение обусловлено концентрацией напряжений в угловом узле листа, более вероятными являются напряжения около 300 МПа.

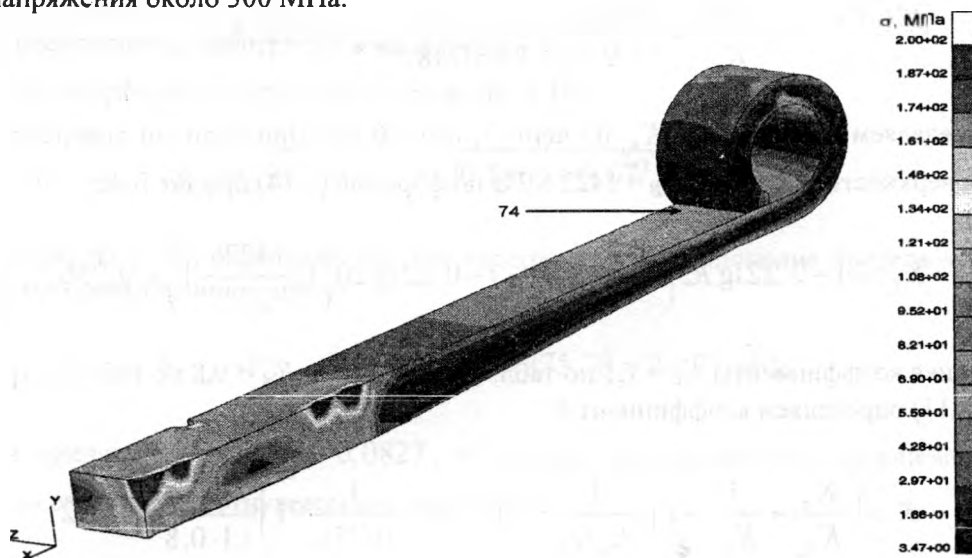


Рис. 5. Схема распределения эквивалентных напряжений в верхнем листе опоры

Для расчетной оценки динамической нагруженности на стадии проектирования используются метод конечных элементов и обобщенное динамическое уравнение Лагранжа. Для вычисления характеристик сопротивления усталости используется методика, основанная на ГОСТ 25.504-82 и рекомендациях [1].

Расчет характеристик сопротивления усталости опоры подвески

Исходные данные. Размеры сечения листовой опоры: $b \times h = 100 \times 45$ мм. Материал – сталь рессорно-пружинная 50ХГФА ГОСТ 14959-79. Справочные данные по механическим характеристикам этой стали: $\sigma_B = 1422$ МПа, $\sigma_T = 1324$ МПа.

Опора работает на изгиб. Заготовка – прокат. Обработка поверхностного слоя дробеструйная, $Ra5$.

При отсутствии концентраторов напряжений принимаем $\alpha_\sigma = 1$.

Для определения относительного критерия подобия θ из черт. 2, стр.69 [2] найдем параметр $L=2b$ (схема а) для случая изгиба пластины в плоскости, перпендикулярной ширине рессоры, $L=2 \times 100=200$ мм.

Из табл. 1 стр. 6 для случая изгиба пластины при отсутствии концентраторов относительный градиент напряжений

$$\bar{G} = \frac{2}{h} = \frac{2}{45} = 0,044 \text{ мм}^{-1}.$$

Относительный критерий подобия θ по формуле (3.8) [1]

$$\theta = \frac{1}{88,3} \cdot \frac{L}{\bar{G}} = \frac{1}{88,3} \cdot \frac{200}{0,044} = 51,48 \text{ мм}^2.$$

По формуле (27[2]) приближенно определяем коэффициент чувствительности металла к концентрации напряжений ν_σ

$$\nu_\sigma = 0,2 - 0,0001\sigma_B = 0,2 - 0,0001 \cdot 1422 = 0,0578.$$

По формуле (3.14,а) определяем отношение

$$\frac{K_\sigma}{K_{d_\sigma}} = \frac{2\alpha_\sigma}{1 + \theta^{-\nu_\sigma}} = \frac{2 \cdot 1}{1 + 51,48^{-0,0578}} = 1,1134.$$

Определяем коэффициент K_{F_s} по черт. 3, стр. 70 [2]. При наличии поверхностного наклепа на поверхности опоры для $\sigma_B = 1422$ МПа по формуле (3.14) при $Ra 5$ ($Rz = 20$)

$$K_{F_s} = 1 - 0,22 \lg Rz \left(\lg \frac{\sigma_B}{20} - 1 \right) = 1 - 0,22 \lg 20 \left(\lg \frac{1422}{20} - 1 \right) = 0,756.$$

Приняв коэффициенты $K_\nu = 1,1$ по табл. 3, стр. 73 [2] и $K_A = 0,8$ по табл. 5, стр. 14 [2] по формуле (3.11) определяем коэффициент K

$$K = \left(\frac{K_\sigma}{K_{d_\sigma}} + \frac{1}{K_{F_s}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_\nu K_A} = \left(1,1134 + \frac{1}{0,756} - 1 \right) \frac{1}{1,1 \cdot 0,8} = 1,632$$

По формуле (3.13) определяем приближенное значение предела выносливости образца диаметром $d_\sigma = 7,5$ мм из стали 50ХГФА

$$\bar{\sigma}_{-1} = (0,55 - 0,0001\bar{\sigma}_B) \bar{\sigma}_B = (0,55 - 0,0001 \cdot 1422) 1422 = 579,89 \text{ МПа.}$$

По формуле (3.12,б) определяем коэффициент K_1 .

$$K_1 = 1 - 0,2 \lg \frac{d}{d_0} = 1 - 0,2 \lg \frac{100}{7,5} = 0,775.$$

Медианное значение предела выносливости заготовки по формуле (3.12,а)

$$\bar{\bar{\sigma}}_{-1} = K_1 \bar{\sigma}_{-1} = 0,775 \cdot 579,89 = 449,423 \text{ МПа.}$$

Медианное значение предела выносливости опоры при $R = -1$ по формуле (1) будет

$$\bar{\bar{\sigma}}_{-1D} = \frac{\bar{\bar{\sigma}}_{-1}}{K} = \frac{449,423}{1,632} = 275,38 \text{ МПа.}$$

Учитывая известное соотношение $\sigma_0 = 1,5 \sigma_{-1}$ для отнулевого цикла предел выносливости рессоры можно ожидать равным

$$\bar{\bar{\sigma}}_{0D} = 1,5 \cdot 275,38 = 413,07 \text{ МПа.}$$

Коэффициент вариации $\nu_{\sigma_{\max}}$ по формуле (3.20)

$$\nu_{\sigma_{\max}} = \frac{0,1}{1 + \theta^{\nu_{\sigma}}} = \frac{0,1}{1 + 51,48^{0,0578}} = 0,044.$$

Коэффициент вариации $\nu_{\sigma_{-1}}$ примем по формуле (3.21)

$$\nu_{\bar{\sigma}_{-1}} \approx \nu_{\sigma_{-1}} \approx 0,07.$$

При отсутствии концентраторов напряжений $\nu_{\alpha_{\sigma}} = 1$.

Общий коэффициент вариации по формуле (3.19)

$$\nu_{\sigma_{-1D}} = \sqrt{\nu_{\sigma_{\max}}^2 + \nu_{\sigma_{-1}}^2} = \sqrt{0,044^2 + 0,07^2} = 0,0827.$$

Из формулы (3.18) определим среднее квадратическое отклонение предела выносливости рессоры при симметричном цикле

$$S_{\sigma_{-1D}} = \nu_{\sigma_{-1D}} \cdot \bar{\bar{\sigma}}_{-1D} = 0,0827 \cdot 275,38 = 22,77 \text{ МПа.}$$

Если принять $\nu_{\sigma_{0D}} = \nu_{\sigma_{-1D}} = 0,0827$, то среднее квадратическое отклонение предела выносливости рессоры при отнулевом цикле составит

$$S_{\sigma_{0D}} = \nu_{\sigma_{0D}} \cdot \bar{\bar{\sigma}}_{0D} = 0,0827 \cdot 413,07 = 34,16 \text{ МПа,}$$

а соответствующие различным вероятностям разрушения пределы выносливости рессоры можно определить по формулам

$$\begin{aligned}(\sigma_{0Д})_p &= \bar{\sigma}_{0Д} + U_p S_{\sigma_{0Д}}; \\ (\sigma_{-1Д})_p &= \bar{\sigma}_{-1Д} + U_p S_{\sigma_{-1Д}},\end{aligned}$$

где квантиль U_p при вероятности неразрушения $(1-P) > 50\%$ должна быть с минусом. Показатель наклона кривой усталости по формуле (3.25) – при симметричном цикле

$$m = \frac{c}{K},$$

где $c = 5 + \frac{\sigma_B}{80} = 5 + \frac{1422}{80} = 22,775.$

$$m = \frac{22,775}{1.632} = 13,955.$$

В таблице 1 приведены результаты вычислений величин $(\sigma_{0Д})_p$ и $(\sigma_{-1Д})_p$ для различных вероятностей неразрушения $1-P$.

Таблица 1 – Пределы выносливости листов опоры подвески при различных вероятностях неразрушения

$1-P$	U_p	$(\sigma_{1Д})_p$, МПа	$(\sigma_{0Д})_p$, МПа
0,5	0	275,38	413,07
0,6	-0,254	269,59	404,39
0,7	-0,524	263,45	395,17
0,8	-0,842	256,20	384,31
0,9	-1,281	246,21	369,31
0,95	-1,645	237,92	356,88
0,99	-2,326	222,41	333,61
0,999	-3,0	207,06	310,59

ЛИТЕРАТУРА

1. Капуста, П. П. Вероятностная оценка характеристик сопротивления усталости деталей на стадии проектирования машин: Учебно-методическое пособие для ВТУЗов. – Минск: УП «Технопринт», 2001. – 97 с. 2. ГОСТ 25.504-82. Расчеты и испытания на прочность. Методы расчета характеристик сопротивления усталости. – Введ. 01.07.83. – М.: Изд-во стандартов, 1983. – 81 с. 3. Общетехнический справочник /Е. А. Скороходов, В. П. Законников, А. Б. Пакнис и др.; Под общ. ред. Е. А. Скороходова. – 4-е изд., испр. – М.: Машиностроение, 1990. – 496 с.