

ОЦЕНКА НАГРУЖЕННОСТИ РАМЫ ПРИЦЕПА-РОСПУСКА С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ МЕТОДА КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

На прицеп-ропуск приходится около двух третей массы пачки, перевозимой лесовозным автопоездом. Значительная динамическая нагруженность несущей системы прицепа-ропуска обуславливается сложными условиями эксплуатации и приводит к малому сроку ее службы. Поэтому оценка напряженно-деформированного состояния несущей конструкции прицепа-ропуска очень важна, когда решаются вопросы повышения эффективности работы лесовозных автопоездов. Однако дать ее не просто, так как рама прицепа-ропуска представляет собой сложную пространственную конструкцию, состоящую из листовых тонкостенных элементов, а также стержневых — с открытыми и закрытыми профилями сечений.

В моделировании процессов деформирования несущих конструкций наиболее широкое применение получил метод конечных элементов (МКЭ) благодаря высокой алгоритмизации и простоте механической интерпретации. При расчете МКЭ конструкция представляется в виде системы, состоящей из стержневых или пластинчатых конечных элементов, которые соединены между собой в узлах.

Учитывая особенности конструкции рамы прицепа-ропуска, для ее моделирования были использованы треугольные элементы с узловыми точками в вершинах. Каждая узловая точка обладает шестью степенями свободы. Внешняя нагрузка представляет сосредоточенные силы и моменты, приведенные к соответствующим узлам системы.

Применение треугольных конечных элементов позволяет получать в замкнутом виде выражение потенциальной энергии деформации. Согласно вариационному принципу Лагранжа, из всех возможных перемещений узлов при заданных граничных условиях только действительные перемещения удовлетворяют минимуму полной потенциальной энергии Π системы [1]:

$$\Pi = \sum_{j=1}^N (U_1 + U_2 + U_3)_j + \sum_{k=1}^M U_{4k} - \sum_{k=1}^L T_k, \quad (1)$$

где

$$U_1 = \frac{Et^3}{24(1-\mu^2)} \iint \left(\left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right) - 2(1-\mu) \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} - \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} \right)^2 \right) \right) dx dy; \quad (2)$$

$$U_2 = \frac{Et}{2(1-\mu^2)} \iint \left(\left(\frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 + 2\mu \frac{\partial v}{\partial x} \frac{\partial u}{\partial y} + \right.$$

$$+ \frac{1-\mu}{2} \left(\frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 dx dy; \quad (3)$$

$$U_3 = \frac{Ebht}{2} (\theta_1^2 + \theta_2^2 + \theta_3^2 - \theta_1\theta_2 - \theta_1\theta_3 - \theta_2\theta_3); \quad (4)$$

$$U_{4k} = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^6 C_{ik} \bar{X}_i^2; \quad (5)$$

$$T_k = \sum_{i=1}^6 Q_{ik} \bar{X}_i. \quad (6)$$

В формулах (2) – (6) приняты следующие обозначения: t – толщина пластинки; E, μ – соответственно модуль упругости и коэффициент Пуассона материала; w – прогиб пластинки; v, u – перемещения узлов в плоскости элемента; $\theta_1, \theta_2, \theta_3$ – углы поворота узлов элемента вокруг оси, нормальной к его поверхности; b, h – размеры сторон треугольного элемента; C_{ik} – жесткость упруго-податливой опоры k -го узла в направлении i ; Q_{ik} – обобщенная узловная нагрузка; $\bar{X}_i$ – перемещение узла в направлении i .

Для определения действительных узловых перемещений $\bar{X}_n$ пространственной системы необходимо исследовать на экстремум функционал Лагранжа:

$$\partial \Pi / \partial \bar{X}_n = 0. \quad (7)$$

Решив систему уравнений (7), определим значения перемещения узлов [2], которые затем используются для вычисления напряжений в элементах рамы.

Данная методика была реализована в виде пакета прикладных программ для ЭВМ ЕС-1033.

Для определения нагруженности элементов несущей конструкции прицепа-ропуса ГКБ-9383 всю его раму (рис. 1) разбили на треугольные конечные элементы. Причем при составлении расчетной схемы использовали свойство симметрии конструкции. Для этого в узлах, лежащих на оси симметрии, ввели запрещенные перемещения. Всего расчетная схема включала 205 узлов и 383 конечных элемента.

Для примера приведем расчетную схему подкониковой балки (рис. 2), которая является одним из самых нагруженных элементов конструкции (табл. 1).

Таблица 1. Максимальные значения напряжения в элементах рамы прицепа-ропуса ГКБ-9383, МПа

Элемент	σ	Элемент	σ
Подкониковая балка	220	Верхние поперечные балки	56
Стояк	66	Нижние поперечные балки	20
Щека	35	Усилитель	23

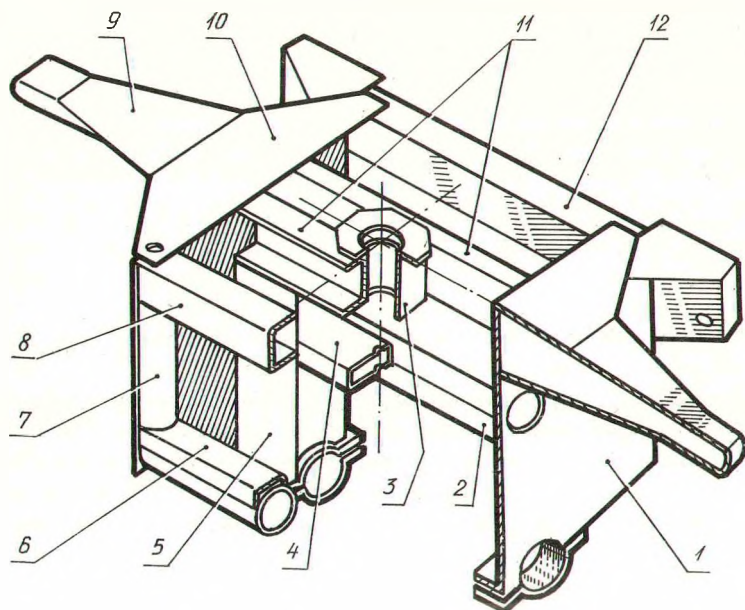


Рис. 1. Общий вид рамы прицепа-ропуска ГКБ-9383:

1 — щека; 2 — нижняя задняя поперечная балка; 3 — центральная подкониковая опора; 4 — нижняя поперечная балка; 5 — стойка; 6 — нижняя передняя поперечная балка; 7 — усилитель; 8 — верхняя передняя поперечная балка; 9 — тяговая балка; 10 — скользящий; 11 — подкониковая балка; 12 — верхняя задняя поперечная балка.

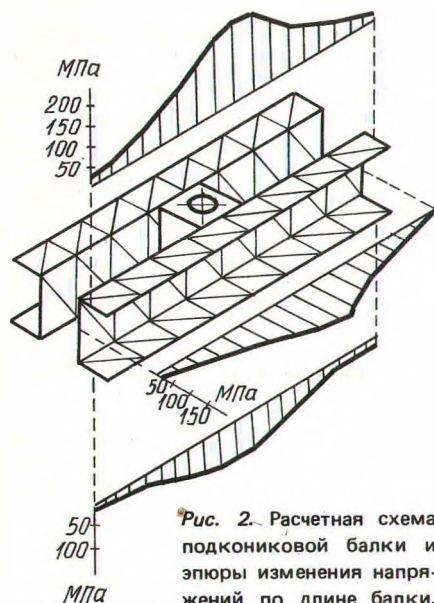


Рис. 2. Расчетная схема подкониковой балки и эпюры изменения напряжений по длине балки.

При расчетах учитывались наиболее характерные виды нагружения несущей конструкции прицепа-ропуска, соответствующие прямолинейному и криволинейному движению (симметричное и кососимметричное нагружение).

Расчет показывает, что наряду со значительно нагруженными элементами несущей конструкции (подкониковая балка, стойки) в раме имеются элементы с весьма низким уровнем напряжений. Так, в верхних полках швеллеров подкониковой балки 11 (см. рис. 1) напряжения достигают 220 МПа, а в нижних поперечных балках 2 и 6 — 16–20 МПа. Значительные напряжения в подкониковой балке обусловлены тем, что через нее передается практически вся нагрузка на раму ропуска от коника, так как

скользуну, на которые опираются боковые участки коника, расположены ниже по уровню. Такое конструктивное решение было вызвано стремлением снизить сопротивление повороту коника в целях улучшения маневренности автопоезда. Однако в подкониковой балке возникают остаточные деформации.

Следовательно, более рационально иметь три опорные точки коника, расположенные на одном уровне. Для снижения момента сопротивления повороту боковые опоры можно выполнять роликовыми, что и было учтено при разработке нами данного узла [3].

Массивные поперечные балки 2 и 6 нижнего яруса испытывают незначительные нагрузки ($\sigma = 20$ МПа), что говорит о необходимости уточнения их геометрических характеристик. В передней и задней поперечных балках 8 и 12 верхнего яруса максимальные напряжения достигают 56 МПа при кососимметричном варианте нагружения (движение автопоезда на повороте). Однако следует иметь в виду, что при торможении автопоезда возможны дополнительные ударные нагрузки, обусловленные контактами этих элементов с дышлом.

Напряжения в щеках рамы в различных зонах изменяются в широких пределах. Наиболее нагружена нижняя часть щек ($\sigma = 35$ МПа), и поломки рамы в местах стыковки щек и нижних поперечных балок вызваны низкой жесткостью листа щек.

В целом, анализируя нагруженность несущей конструкции прицепа-ропуса ГКБ-9383, следует отметить, что одним из основных недостатков рамы прицепа-ропуса является наличие в ней зон с резко отличающимися между собой жесткостями. Например, нижние поперечные балки, стояки, усилители обладают жесткостью, значительно превосходящей жесткость щек. В то же время все жесткие поперечные балки связаны между собой посредством щек. Наличие в конструкции рамы усилителей и стояков, установленных между поперечными балками верхнего и нижнего ярусов, приводит к еще большему увеличению разности жесткостей различных частей рамы.

В заключение следует отметить, что несущая система прицепа-ропуса ГКБ-9383 обладает значительным резервом для снижения металлоемкости, а ее недостаточная надежность объясняется не столько эксплуатационными перегрузками, сколько нерациональностью всей конструкции рамы в целом, ее неравнопрочностью.

Проведенные исследования позволили разработать рекомендации, направленные на снижение металлоемкости и повышение надежности несущих конструкций перспективных прицепов-ропусов. Из них наиболее рациональна треугольная форма рамы прицепа-ропуса, верхняя часть которой состоит из передней, подкониковой и задней поперечных балок, соединенных между собой двумя продольными балками. Ось балансиров связана с верхним поясом стояками и раскосами. Все элементы рамы целесообразно изготавливать из одного типоразмера гнутого швеллера, при этом повышается уровень унификации и упрощается технология изготовления рамы. При такой конструкции обеспечивается равнопрочность рамы и снижение ее металлоемкости на 50—70 кг по сравнению с серийной.

ЛИТЕРАТУРА

1. Тимошенко С.П., Гудьер Дж. Теория упругости. — М.: Наука, 1975. — 576 с.
2. Фельзенштейн В.С., Мельчаков А.П. Об одном способе формирования

ния матрицы разрешающей системы уравнений для задач строительной механики // Пространственные конструкции в Красноярском крае. — Красноярск, 1980. — Вып. 13. — С. 152—156. 3. А.с. 1234251 СССР, МКИ³ В 60 Р 3/40. Коник автопоезда для перевозки длинномерных грузов.

УДК 634.0.323

С.С. ЛЕБЕДЬ

ОСНОВЫ РАСЧЕТА ОТСЕКАТЕЛЕЙ

Для большинства процессов первичной обработки и переработки круглых лесоматериалов требуется поштучная загрузка технологического оборудования. В этих целях используются загрузочные устройства с отсекателями различных конструкций [1,2]. Наиболее распространены шибберные (рис. 1, а) отсекатели с возвратно-поступательным движением рабочего органа; рычажные (рис. 1, б) с непрерывным движением рычагов-упоров, к которым можно отнести и гребенчатые разобшители ЛТ-80 и ЛО-108 конструкции СевНИИПа; секторные (рис. 1, в) с возвратно-вращательным движением и дисковые (рис. 1, г) с вращательным движением рабочих органов.

Анализ конструкций и принципа действия данных отсекателей показал, что для них можно применить общие расчетные схемы (рис. 2) и получить аналитические зависимости, выражающие связи между основными парамет-

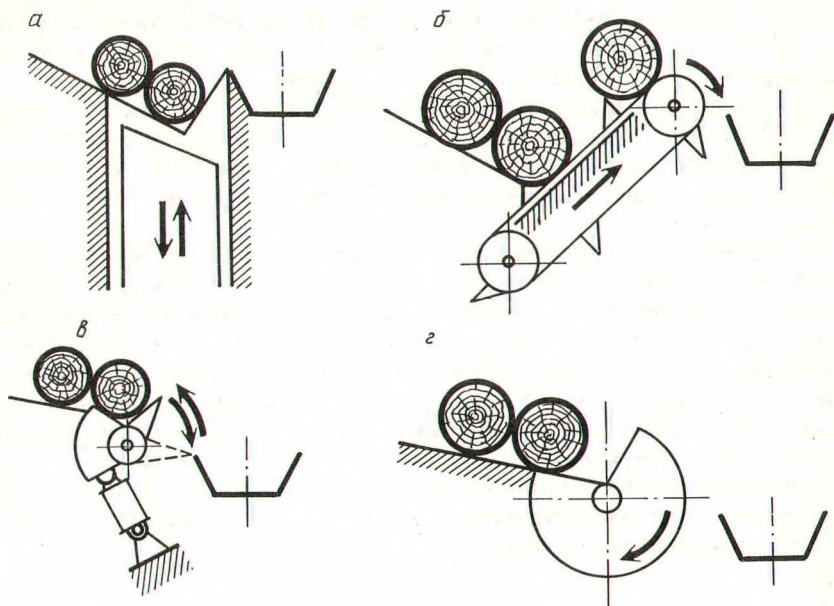


Рис. 1. Типы отсекателей.