



РАСЧЕТЫ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ МАШИН С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ СОВРЕМЕННОГО ПРОГРАММНОГО ОБЕСПЕЧЕНИЯ

Д.А. Безик, канд. техн. наук,

Н.А. Романеев, канд. техн. наук

Брянская государственная сельскохозяйственная академия

Рассматриваются расчеты крюка, грузового барабана и элементов металлоконструкции козлового крана, с использованием современной отечественной программы APM Structure3D, позволяющие более точно оценить их напряженное состояние, выявить слабые места и наметить направления дальнейшего совершенствования конструкций отдельных деталей и крана в целом.

В связи с быстрым развитием информационных технологий и внедрением их в систему образования, предъявляются более высокие требования к методике преподавания технических дисциплин. Молодые специалисты в современных условиях должны получить разностороннюю подготовку и научиться творчески решать поставленные задачи с помощью современных технических средств. Важной задачей является поиск и применение оптимальных инструментов, обеспечивающих эффективное использование инженерного труда. Современное развитие средств вычислительной техники позволяет значительно ускорить темпы проектирования и повысить его качество. В последнее время все чаще используются математическое моделирование с применением программ для автоматизированных расчетов.

Для инженерных расчетов и подготовки конструкторской документации сейчас применяется широко известное программное обеспечение (AutoCAD, КОМПАС, ANSYS, NASTRAN и др.). В том числе получил распространение отечественный пакет программ APM WinMachine, предназначенный для решения широкого спектра машиностроительных задач. Эти програм-

мы позволяют достаточно просто и быстро произвести необходимые расчеты, а также подготовить соответствующую конструкторскую документацию. Простота расчетов дает возможность выполнять многовариантное проектирование, оптимизировать конструкцию и предлагать новые, нетрадиционные решения. Этот пакет имеет обширную справочную базу, в которой содержатся данные по большинству стандартных элементов машиностроительных узлов и механизмов.

При проектировании элементов грузоподъемных машин (ГПМ) необходимо выполнить анализ условий, в которых находится проектируемый узел, и найти наиболее рациональное конструктивное решение с учетом эксплуатационных, рабочих и монтажных требований, предъявляемых к конструкции, решить вопросы выбора материалов, определить нагрузки, действующие на детали, произвести расчеты на прочность. Существующие экспериментальные и теоретические методы расчета ГПМ требуют больших затрат средств и времени. При теоретическом расчете в формулах приходится учитывать допущения в виде коэффициентов запаса прочности, поэтому при разработке конструкции детали эту задачу ре-

шают методом повторных приближений, затем делают проверочные расчеты [1, 2].

Использование программы APM Structure3D из пакета APM WinMachine для расчета и проектирования металлоконструкции и деталей ГПМ позволяет обеспечить решение поставленных задач проектирования с наименьшими затратами материалов и средств, с высокой производительностью и надежностью.

К числу основных элементов ГПМ относятся крюковая подвеска, грузовой барабан и несущая балка. Долговечность и надежность машины во многом зависит от правильного проектирования и качественного изготовления этих элементов. Их обеспечению способствует выполнение расчетов методом конечных элементов с помощью указанной программы.

Расчет крюка

Крюк является одной из наиболее ответственных деталей подвески крана.

Данные для расчета: режим работы средний; грузоподъемность 1,25 т, крюк № 7, материал сталь 20 с пределом прочности 420 МПа, пределом текучести 250 МПа.

Основная проблема в решении поставленной задачи заключается в том, что тело крюка имеет сложную форму. Хвостовик круглого сечения плавно переходит в полукруглую рабочую часть, близкую по форме сечения к равнобокой трапеции. Наибольший интерес представляет средняя часть крюка, в которой действует максимальный изгибающий момент. Поэтому для расчета была смоделирована



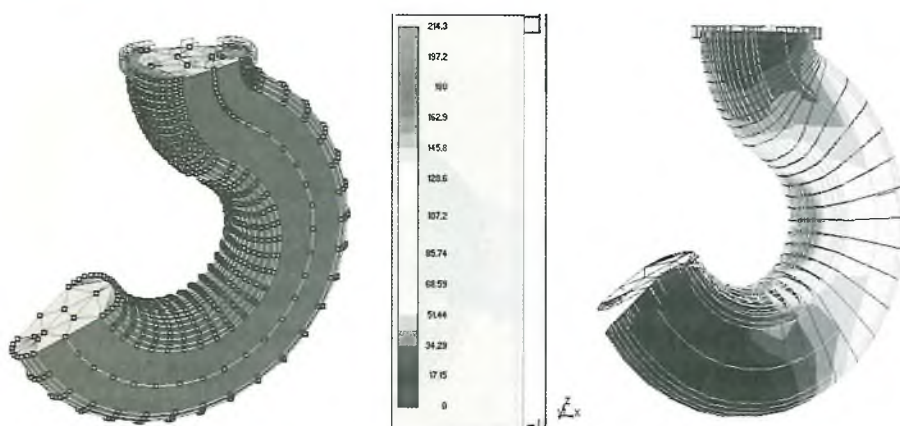


Рис. 1. Расчётная схема и карта напряжений и деформаций напряжённого крюка

только эта часть с помощью объемных конечных элементов. Нагрузка моделировалась приложением единичных сил к 12-ти узлам. Расчетная схема и результаты расчета приведены на рис. 1. Судя по карте напряжений и деформаций, наибольшее напряжение действительно находится во внутренней стороне средней части крюка. При номинальной нагрузке оно составляет около 200 МПа, что соответствует запасу прочности 1,25. Это близко к принимаемому коэффициенту запаса 1,2. Наружная часть испытывает напряжение сжатия около 90 МПа, а в средней части этого сечения оно составляет 50...60 МПа. Напряжение в нижней части крюка, больше всего подверженной изнашиванию, равно 35...50 МПа.

Теоретический расчет максимального напряжения по формулам, приведённым в литературе [4], даёт усредненный результат. В среднем сечении крюка напряжение равно 123 МПа. Коэффициент запаса прочности с учетом масштабного коэффициента, принятого по табл. 8 в [4], равен 1,72. Таким образом, расчет с применением APM Structure3D методом объемных конечных элементов дает более точные и наглядные результаты и может с успехом заменить частные расчёты с применением формул.

Расчет грузового барабана

Традиционно расчет барабана грузоподъемных машин ведется по формуле Ляме в ее упрощенном виде с учетом лишь всестороннего равномерного сжатия натянутым канатом [1 - 4]. При этом не учитывается воздействие натянутого каната

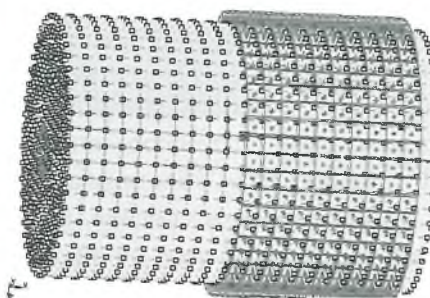


Рис. 2. Расчётная схема барабана

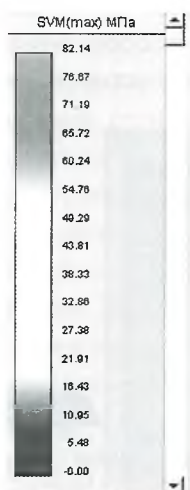


Рис. 3. Результаты расчета при касательной силе, приложенной к одному узлу

на линии сбега каната с барабана. Полученная таким образом расчетная величина напряжения может существенно отличаться от действительного напряжения на стенках барабана. Нами сделаны сравнительные расчеты по формуле Ляме и с помощью программы APM Structure3D.

Барабан моделировался в виде пластинчатой конструкции. Торцевая поверхность разбивалась на пластины автоматически, а стенки барабана — вручную, на прямоугольные идентичные пластины. Стержни каркаса из конструкции были удалены, а пластинам была назначена расчетная толщина (рис. 2).

Исходные данные для расчета: грузоподъемность крана 1,25 т, максимальное усилие на барабане 6,4 кН, диаметр каната 7,4 мм, диаметр барабана 110 мм, коэффициент трения каната о барабан 0,15, режим работы легкий.

Расчеты были проведены при всестороннем сжатии барабана в средней его части с учетом и без учета сосредоточенных сил в месте сбега каната. Схема нагружения выполнена для четырех точек приложения сосредоточенной нагрузки. Результаты расчета, приведенные на рис. 3, 4 и 5, показали, что максимальное напряжение почти не

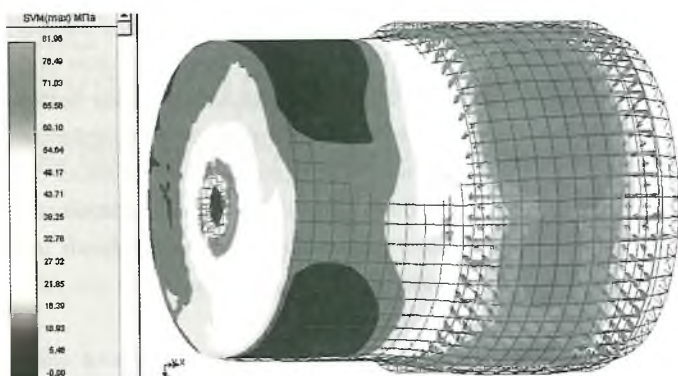


Рис. 4. Результаты расчета при касательной силе, приложенной к четырем узлам

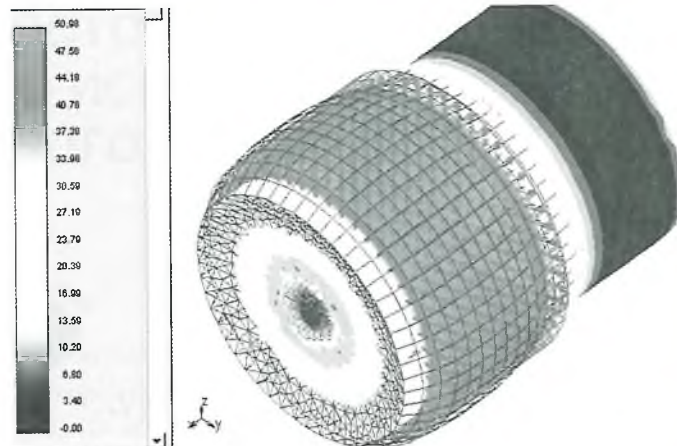


Рис. 5. Результаты расчета при равномерно распределенной нагрузке

зависит от коэффициента трения. Разница в величине напряжения составила 0,2 МПа, при абсолютной его величине более 80 МПа.

Расчётные максимальные напряжения в 1,6 раза больше (82,1 и 51 МПа), чем при традиционном расчете. Это необходимо учитывать при выборе допускаемых напряжений или нормативных механических характеристик детали.

Расчет металлоконструкции

Металлоконструкция (МК) ГПМ является ее остовом, на котором монтируются все механизмы. На изготовление МК расходуется значительное количество металла. Правильно выбранные конструктивная схема и сечения элементов обеспечивают при эксплуатации

долговечность и надежность работы крана в целом. Оптимальный выбор материала и параметров МК, обеспечиваемый с помощью расчетов ее напряженно-деформированного состояния, позволяет в процессе эксплуатации предотвратить появление в ней недопустимых разрушений, прогибов, потери устойчивости.

Нами была поставлена задача расчета несущей балки и всей МК козловой крана со следующими параметрами: грузоподъемность 10 т, пролет 10 м, высота подъема 5 м, режим работы средний. В качестве несущей балки, по предварительным расчетам, выбрали двутавр № 36 ГОСТ 8239-89. По его нижнему поясу движется четырехколесная тележка механизма подъема. Ее устойчивость обеспечивается максимально допустимой ве-

личной пролета, равной 4 м, и четырьмя раскосами МК. Базу тележки приняли равной 0,75 м.

Расчет несущей балки проводили по методу допускаемых напряжений, основываясь на традиционной методике. Проектный и проверочный расчет МК выполнили методом конечных элементов. Для проверочного расчёта несущая балка моделировалась в виде набора пластин для двух случаев:

- плоская конструкция, повторяющая сечение двутавра (нагрузка считается равномерно распределенной по полке двутавра, закрепление в верхней части балки);
- пространственная конструкция с распределенной по узлам полки двутавра нагрузкой.

Расчетная модель для первого случая представлена на рис. 6.

Результаты расчета (рис. 7) по-

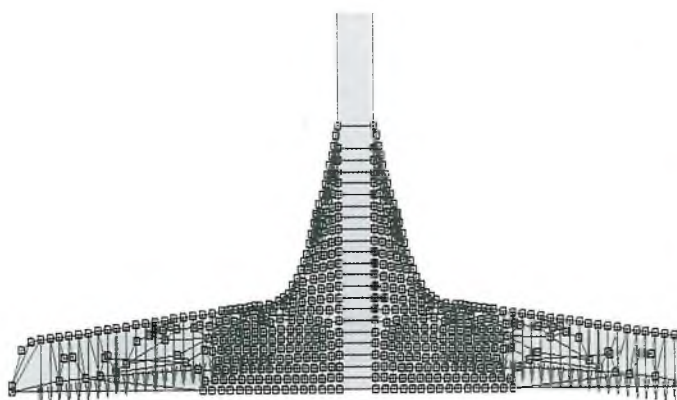


Рис. 6. Разбивка поперечного сечения балки на конечные элементы

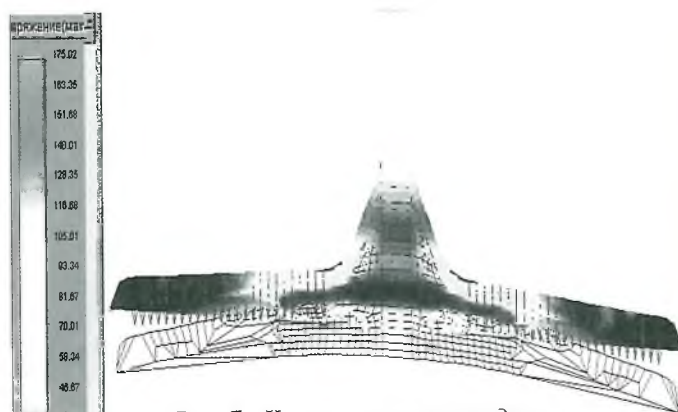


Рис. 7. Карта напряжения для поперечного сечения балки



Рис. 8. Расчётная пространственная модель балки крана

казывают, что напряжения в концентраторах (внутренние скругления двутавра) в 2,9 раза превышают напряжения в вертикальной части двутавра. Следовательно, двутавр для несущей балки из стали Ст3 ($\sigma_{\text{см}} = 360$ МПа) должен быть выбран так, чтобы напряжения в этой вертикальной части были не более 124 МПа.

Расчетная схема для второй модели представляет собой пространственную пластинчатую конструкцию с толщиной пластин, соответствующей размерам сечения двутавра № 36 (рис. 8).

Карта напряжений для расчета второй модели показана на рис. 9. Видно, что максимальные напряжения сосредоточены рядом с контактной зоной в вертикальной части балки. Они незначительно отличаются от максимально допустимых (120 – 130 МПа), что позволяет уверенно говорить о правильном выборе несущей балки крана при использовании традиционных методов расчета.

После выбора характеристик балки была разработана и рассчитана металлоконструкция козлового крана. Все элементы МК крана кроме несущей балки выполнены из двутавра № 10. Результаты вычислений показывают, что напряжения в узлах не превышают заданных величин (рис. 10). В месте соединения полков двутавра за счет

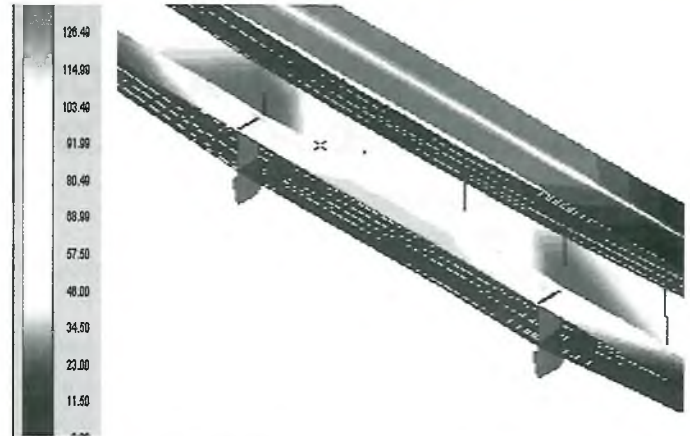


Рис. 9. Карта напряжения нагруженной балки для пространственной модели

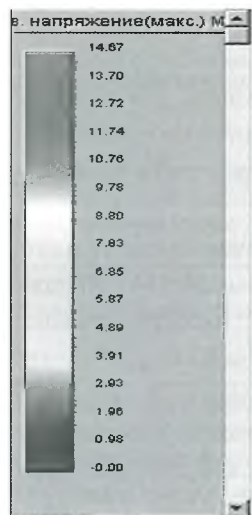


Рис. 10. Карта напряжений МК козлового крана

концентрации напряжения хотя и больше в 2 раза среднего его значения в балке, но не превышает допустимого.

В заключение следует отметить, что программа APM Structure3D помогла корректно смоделировать конструкцию козлового крана, подобрать оптимальные сечения несущей балки и элементов металлоконструкции крана, а также рассчитать напряженное состояние грузоподъемного крюка и грузового барабана. С ее помощью выявлены слабые места отдельных деталей и конструкции в целом, что позволяет наметить направления их дальнейшего совершенствования с целью повышения надежности работы.

Литература

1. Александров М.П. Грузоподъемные машины. - М.: Высшая школа, 2000. - 552 с.
2. Казак С.А. и др. Курсовое проектирование ГПМ. М.: Высш. шк., 1989. - 319 с.
3. Проектирование и расчет подъемно-транспортных машин с/х назначения /М.И. Ерохин, А.В. Карп, Н.А. Вискребенцев и др. М.: Колос, 1999. - 228 с.
4. Павлов Н.Г. Примеры расчетов кранов. Л.: Машиностроение, 1976. - 320 с.
5. Шелюфаст В.В. Основы проектирования машин. - М.: Изд-во АПМ, 2000. - 472 с.