

ПРИМЕНЕНИЕ КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНОГО ПАКЕТА ANSYS ДЛЯ РАСЧЕТА БОЛТОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

*Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь*

Для соединения металлических конструкций помимо сварки применяют болты и заклепки. Проектирование соединений является одной из наиболее ответственных конструктивных задач, так как большинство разрушений происходит именно в таких местах.

Болтовые соединения подвержены воздействию различных нагрузок, возникающих вследствие работы конструкции. Основными видами расчета болтовых соединений являются расчеты на сдвиг при действии статической нагрузки и расчет на нераскрытие стыка. Наравне с аналитическими методами расчета данных соединений широко используется и метод конечных элементов. Данный метод позволяет в короткие сроки оценить характеристики разных вариантов конструкции и выбрать наилучшую. В статье рассмотрен метод моделирования и прочностного расчета опоры ПМ-10-2800 060 при повороте прицепной многофункциональной тележки ПМ-10 с учетом весовой нагрузки.

Описание конструкции. Опора ПМ-10-2800 060 крепится с помощью болтов м16 с неконтролируемой силой затяжки к лонжеронам тележки. Действие нагрузок и трехмерная модель тележки ПМ-10 показано на рисунке 1, где 1 – действие весовой нагрузки манипулятора, 2 – действие поворотного момента. При действии поворотного момента на опору в болтовом соединении выполняется работа на срез, при воздействии весовой нагрузки – работа на растяжение-сжатие.

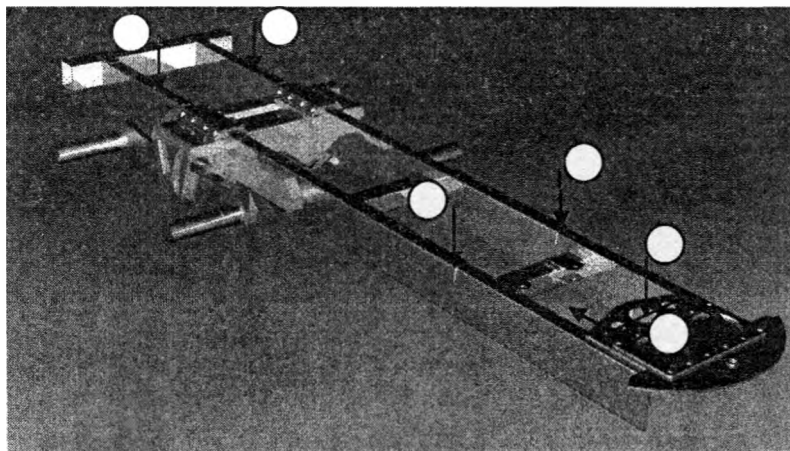


Рис. 1. Схема нагружения тележки

Работа на сдвиг является основным видом работы большинства соединений, причем в разных соединениях она имеет свои особенности. В соединениях на болтах с контролируемой силой затяжки гайки грубой, нормальной и повышенной точности, силы стягивания пакета болтами, а, следовательно, и развивающиеся силы трения между соединяемыми элементами при действии сдвигающих сил на соединение неопределенны и в большинстве случаев недостаточны для полного восприятия этих сдвигающих сил. Работу такого соединения можно разбить на четыре этапа. На 1-м этапе, пока силы трения между соединяемыми элементами не преодолены, сами болты не испытывают сдвигающих усилий и работают только на растяжение, все соединение работает упруго. При увеличении внешней сдвигающей нагрузки силы внутреннего трения оказываются преодоленными и наступает 2-й этап – сдвиг всего соединения на

величину зазора между поверхностью отверстия и стержнем болта. На 3-м этапе сдвигающее усилие в основном передается давлением поверхности отверстия на стержень болта; стержень болта и края отверстия постепенно обминаются; болт изгибается, растягивается, так как головка и гайка препятствуют свободному изгибу стержня. Постепенно плотность соединения растраивается, силы трения уменьшаются и соединение переходит в 4-й этап работы, характеризующийся его упругопластической работой. Разрушение соединения происходит от среза болта, смятия и выкола одного из соединяемых элементов или отрыва головки болта. Работа эта сильно осложнена неправильностью формы болта и стенки отверстия, поэтому расчет соединения носит условный характер. Различают также работу одноболтового и многоболтового соединения. В многоболтовом соединении эти же неправильности формы болта и отверстия, а также возможные зазоры между болтом и отверстием неизбежно приводят к неравномерной работе отдельных болтов соединения, что учитывают соответствующим назначением коэффициента условий работы соединения.

Аналитический метод расчета болтовых соединений.

Болтовые соединения могут быть нагружены сдвигающими силами и сдвигающими (крутящими) моментами. Поэтому критериями работоспособности болтового соединения являются нераскрытие стыка и несдвигаемость деталей.

1. Расчет момента сопротивления стыка

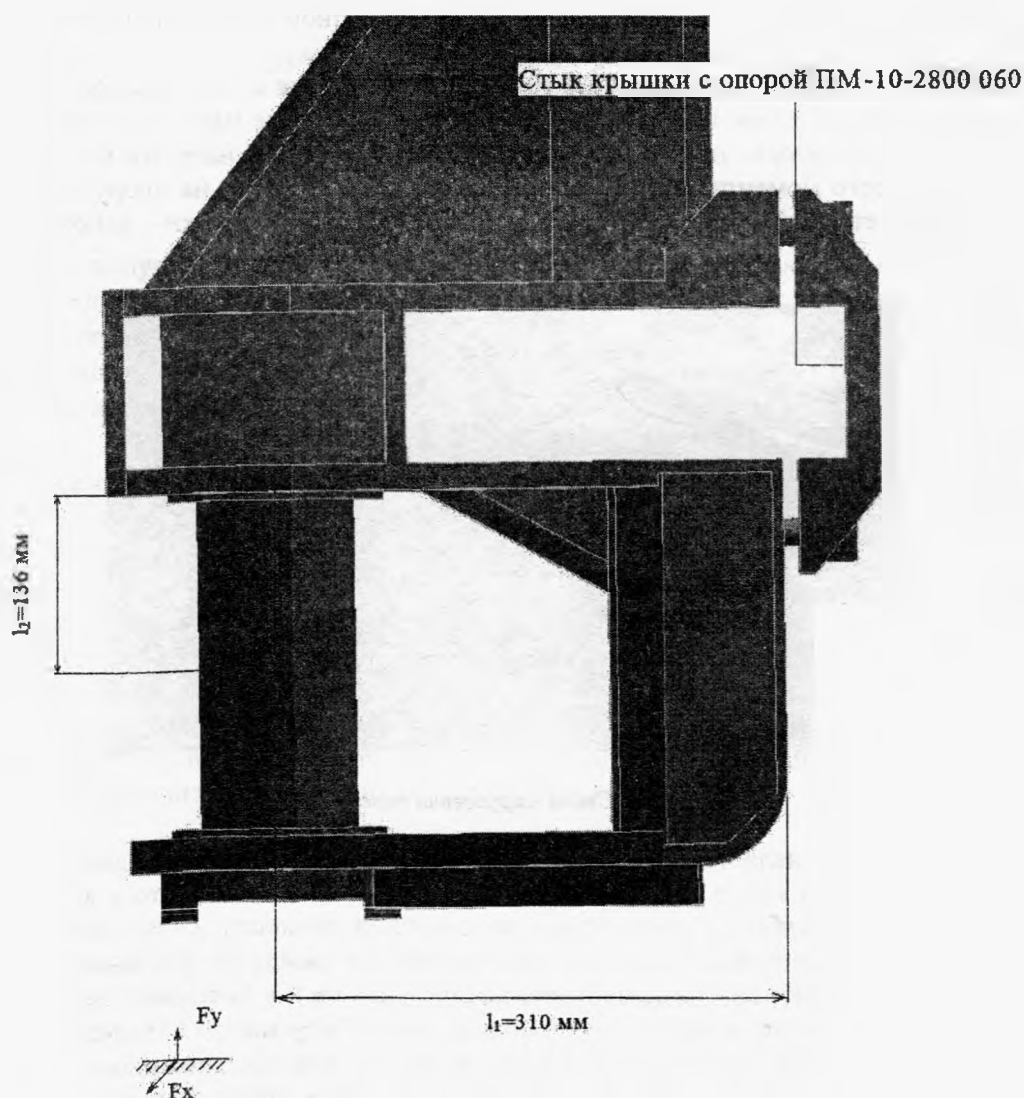


Рис. 2. Схема нагружения опоры.

Данный расчет произведен с учетом действия поворотного момента и весовой нагрузки, которые заменяются на пару сил, прикладываемую к осям опоры на расстоянии $l_3 = 500$ мм по оси z. Величины компонентов $F_x = 15000$ Н $F_y = 50000$ Н-левая ось, и $F_x = -15000$ Н $F_y = 50000$ Н-правая ось.

Для расчета параметров геометрических характеристик стыка необходимо смоделировать и рассчитать поверхность стыка в пакете ANSYS:

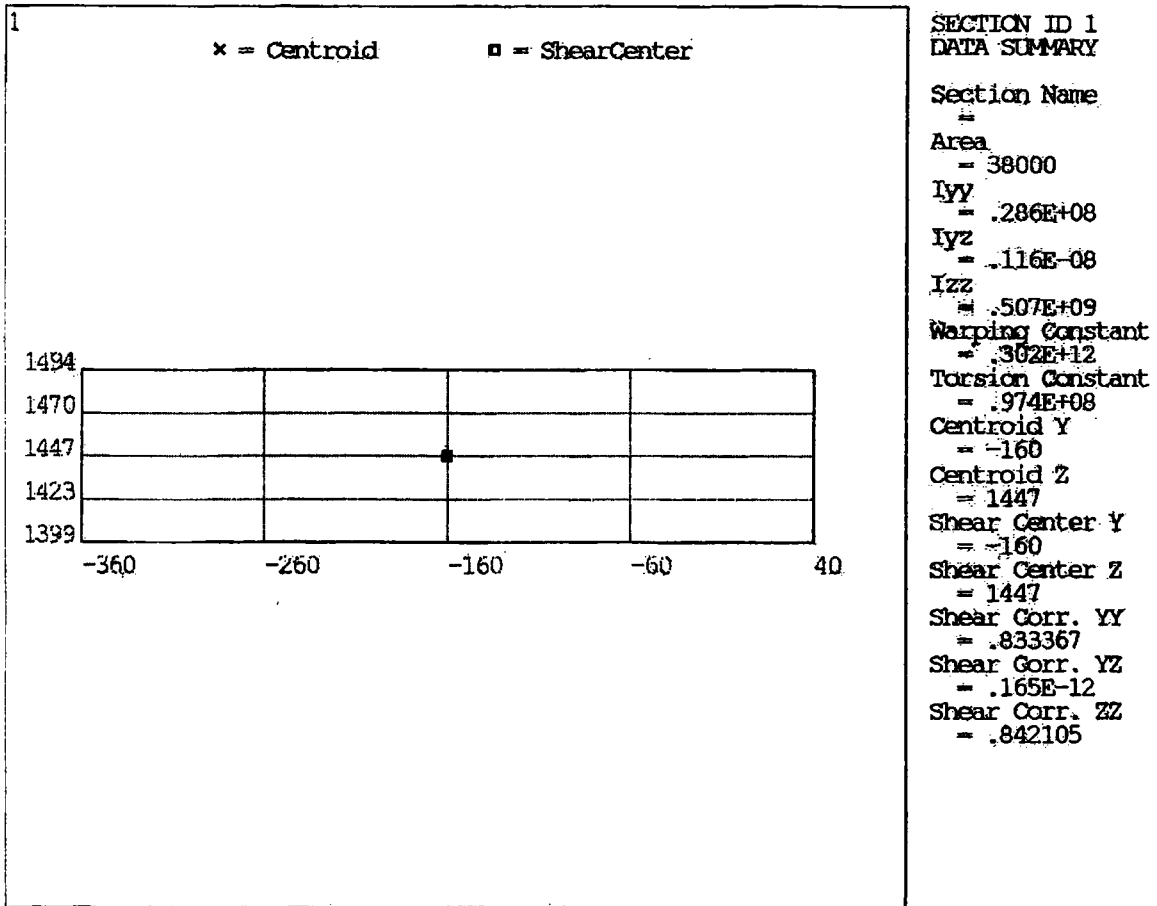


Рис. 3. Геометрические характеристики стыковой поверхности

$$F = 38000 \text{ мм}^2 \quad J_x = 0.286 \cdot 10^8, \quad J_y = 0.507 \cdot 10^8, \quad J_z = J_x + J_y = 0.793 \cdot 10^8$$

$$x_{\max} = 35, \quad y_{\max} = 200, \quad R_{\max} = 203$$

$$W_x = \frac{2 \cdot J_x}{y_{\max}} = 0.11 \cdot 10^6, \quad W_z = \frac{2 \cdot J_z}{R_{\max}} = 3.3 \cdot 10^6, \quad W_y = \frac{2 \cdot J_y}{x_{\max}} = 18.62 \cdot 10^6$$

Внешние моменты действующие на стык:

$$M_{\text{изг}}^z = F_y \cdot l_2 = 50 \cdot 310 = 15500 \text{ кН} \cdot \text{мм}$$

$$M_{\text{изг}}^y = F_x \cdot l_2 = 15 \cdot 310 = 4650 \text{ кН} \cdot \text{мм}$$

$$M_{\text{кр}} = F_x \cdot l_3 = 15 \cdot 636 = 9540 \text{ кН} \cdot \text{мм}$$

2. Расчет коэффициента запаса по нераскрытию стыка

$\chi = 0,8$ – коэффициент, показывающий, какая часть нагрузки идет на раскрытие стыка

$$\sigma_z = \frac{\chi \cdot M_{изз}^z}{W_z} = \frac{0.8 \cdot 15500000}{3.3 \cdot 10^6} = 3.75 \text{ МПа}$$

$$\sigma_y = \frac{\chi \cdot M_{изз}^y}{W_y} = \frac{0.8 \cdot 4650000}{18.62 \cdot 10^6} = 0.2 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{экр} = \sqrt{\sigma_z^2 + \sigma_y^2} = 3.76 \text{ МПа}$$

Напряжение сжатия, создаваемое в стыке затяжкой болтов:

$$\sigma_{сж} = \frac{Z \cdot M_{зат}}{F \cdot 0,2 \cdot d} = \frac{8 \cdot 160 \cdot 10^3}{2 \cdot 38000 \cdot 0,2 \cdot 16} = 7.9 \text{ МПа.}$$

Коэффициент запаса по нераскрытию стыка:

$$K_s = \frac{\sigma_{сж} - \sigma_{\min}}{\sigma_{экр}} = \frac{7.9 - 1}{3.76} = 1.8 \geq 1.5,$$

где $\sigma_{\min} = 1 \text{ МПа}$ – минимальное напряжение, необходимое для обеспечения герметичности стыка.

3. Расчет коэффициента запаса прочности стыка на сдвиг

Стык рукава задней полуоси с корпусом бортового редуктора:

Сила затяжки болтов:

$$Q_i^{зат} = \frac{M_{зат}}{0.2 \cdot d} = \frac{160 \cdot 10^3}{0.2 \cdot 16} = 50000 \text{ Н.}$$

Сила трения в стыке, создаваемая затяжкой болтов:

$$Q_{тр}^6 = f \cdot \sum_{i=1}^n Q_i^{зат} = 0.18 \cdot 50000 \cdot 8 = 72000 \text{ Н.}$$

Сила трения в стыке:

$$Q_{тр} = Q_{тр}^6 - \sqrt{P_T^2 + R_K^2} = 72000 - \sqrt{15000^2 + 50000^2} = 19798 \text{ Н.}$$

Крутящий момент, который может релизовать стык силами трения:

$$M_{кр}^6 = \frac{Q_{тр} \cdot W_z}{F} = \frac{19798 \cdot 3.3 \cdot 10^6}{38000 \cdot 2} = 1292911 \text{ Н·мм.}$$

Коэффициент запаса прочности на сдвиг:

$$K_s = \frac{M_{кр}^6}{M_{кр}} = \frac{1292911}{9540000} = 0.13 \leq 1.5$$

Таким образом, из аналитического расчета видно, что данное болтовое соединение не соответствует требованиям работы болтов на срез. Однако аналитические методы расчета не

дают полное представление о работе болтовых соединений, так как при данном расчете исследуется лишь граница стыков, и нет возможности оценить картину напряжений по всей площади стыковой поверхности. Для более реальной оценки напряженно – деформируемого состояния конструкции с болтовым соединением был использован метод конечных элементов.

Конечно – элементный метод расчета болтовых соединений.

Конечно – элементный расчет выполнен с помощью инженерного пакета Ansys Workbench 1.0. Результаты расчета представлены на рис. 4-5.

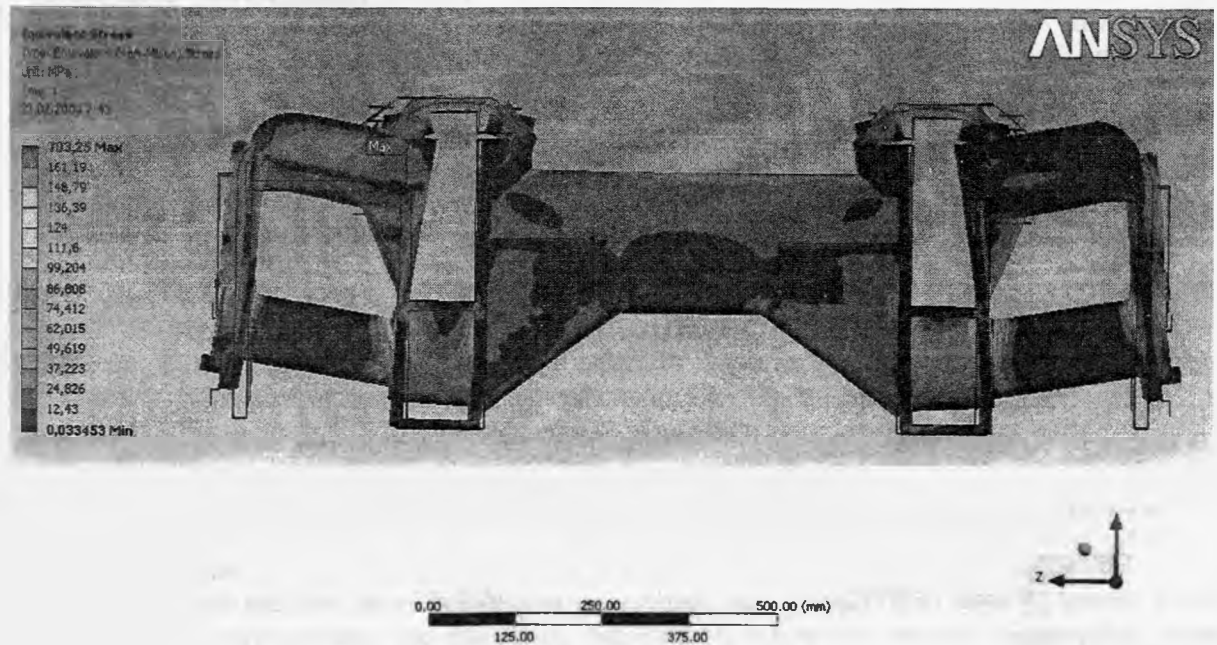


Рис. 4. Распределение эквивалентных напряжений по Мизесу, МПа



Рис. 5. Распределение эквивалентных напряжений по Мизесу, МПа

По результатам расчета видно, конструкция в местах болтового соединения имеет напряжения превышающие предел текучести материала ст40х.

Согласно аналитическим методам расчета, величина напряжений в болтовом соедине-

нии зависит от действующих нагрузок и геометрических характеристик болтов. Конструктивным решением для увеличения прочности болтового соединения является добавление втулок в конструкцию, что позволило увеличить диаметр поперечного сечения болтового соединения.

ЛИТЕРАТУРА

1. Броек Д. Основы механики разрушения.— М: Высш. школа, 1974.— 368 с. 2. Черепанов Г.П. Механика хрупкого разрушения.— М: Наука, 1974. — 640с. 3. Кравчук А.С., Смалюк А.Ф., Чигарев А.В. ANSYS для инженеров.— М.: Машиностроение, 2004.— 510с. 4. Решетов Д.Н. Детали машин. Учебник для ВУЗов. 3-е издание М.: Машиностроение, 1974.

УДК 539.620.171.178-179

Василевич Ю.В., Мойсейчик Е.А., Язневич А.М.

ПРИМЕНЕНИЕ ТЕРМОГРАФИИ ПРИ ДЕФОРМИРОВАНИИ СТАЛЬНЫХ ОБРАЗЦОВ С КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИМИ ДЕФЕКТАМИ

*Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь*

I. Введение

На тепловые эффекты при деформирования твердых тел пристальное внимание обращается с начала 19 века [1,2]. Э.Эдлундом экспериментально доказано, что при увеличении в процессе деформации объема материала происходит снижение его температуры и наоборот при разгрузке [1]. При этом было установлено, что между изменением температуры и величиной приложенной нагрузки существует квадратичная зависимость. В 1855г. В.Томсон опубликовал свои теоретические идеи по термоупругому деформированию твердых тел и привел линейную зависимость для связи между мгновенными изменениями температуры тела и напряжения. Выводы В.Томсона хорошо подтверждались экспериментами Дж. Джоуля. В начале 20 века в опытах Хорта, Тейлора, Фаррена, Квинни [3] доказывалось, что лишь около 90% всей механической работы деформирования тела превращается в тепло, а другая часть работы накапливается в испытываемом деформационном упрочнение материале. В это же время появляются исследования по применению теплового эффекта при анализе различных видов деформаций стержней [3]. Проф. С.И.Дружинин обосновал возможность определения предела упругости материала по данным измерения температуры растягиваемого стандартного образца с большей чем механическими методами точностью [4]. А.Надаи предложил по изменению температуры деформации определять предел текучести [3]. Сдерживающим фактором для более широкого применения эффекта тепловыделения в экспериментальных исследованиях длительное время были трудности экспериментальной фиксации полей температур деформируемого тела. Появление компьютерных методик анализа инфракрасного теплового излучения [5] деформируемого тела позволило практически одновременно, за доли секунды, сканировать температурное поле поверхности деформируемого тела с высокой точностью (0,1 К и меньше). На основе компьютерных методик были созданы высокочувствительные экспериментальные системы исследования полей температур деформируемых тел (с точностью измерений до 0,001К) и напряжений при упругой работе материала [6]. Обобщение основных работ по термоупругости и термопластичности деформируемых тел, выполненных до 1990-х годов, дано в монографии Мэнджойна [7]. Тепловые методы активно используются при исследованиях в области конструкционного материаловедения и неразрушающего контроля [8].

В настоящей статье ставится цель продемонстрировать возможности термографии деформируемых образцов и стальных элементов с конструктивно-технологическими надрезами для выявления их предельного состояния.