

Полученные результаты экспериментальных исследований использовались для корректного задания характеристик материалов при разработке конечно-элементных моделей, предназначенных для проведения расчетной оценки несущей способности и пассивной безопасности кузовов. Установлено, что прочность и пассивная безопасность кузова из сэндвич-панелей во многом определяется прочностью соединительных элементов. Применение расчетно-экспериментальных методов позволяет существенно сократить временные и финансовые затраты по оценке пассивной безопасности кузовных конструкций автотранспортных средств.

Библиографические ссылки

1. Основы разработки конечно-элементных моделей кузовных конструкций автотранспортных средств. Расчеты на безопасность и прочность : учеб. пособие / Л. Н. Орлов [и др.] ; под ред. Л. Н. Орлова. – Н. Новгород : НГТУ, 2009. – 153 с.
2. Расчетно-экспериментальная оценка прочности и пассивной безопасности кузова автобуса с трехслойными панелями / Л. Н. Орлов [и др.] // Журнал ААИ. – 2011. – № 1. – С. 20–22.
3. Анализ экспериментальных методов оценки прочности силовой структуры транспортных средств категории «М3», предусмотренных правилами ЕЭК ООН № 66 и корректная постановка задачи математического моделирования / И. В. Ким [и др.] // Журнал ААИ. – 2010. – № 3. – С. 32–36.
4. Воронков О. В., Песков В. И., Хорычев А. А. Новое в конструкции и проектировании автобусных кузовов. – Н. Новгород : НГТУ, 2009. – 185 с.

A. S. Vashurin, Candidate for a Degree, Nizhny Novgorod State Technical University after R. E. Alekseev
A. V. Gerasin, Postgraduate Student, Nizhny Novgorod State Technical University after R. E. Alekseev
L. N. Orlov, Doctor of Technical Sciences, Professor, Nizhny Novgorod State Technical University after R. E. Alekseev
A. V. Tumasov, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Nizhny Novgorod State Technical University after R. E. Alekseev
K. S. Ivshin, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Udmurt State University, Izhevsk

Estimation of Bus Body Sandwich-Panels Characteristics

The paper presents testing results of loading of sandwich-panels components and samples, and connecting elements that are used in bus body constructions and characterized by high level of robustness as well as relatively low weight.

Key words: multilayer panel, sandwich panel, passive safety, test, bending, loading, car body.

УДК 62-762:539.37

К. Н. Смирнов, аспирант, Ижевский государственный технический университет имени М. Т. Калашникова
А. В. Щенятский, доктор технических наук, профессор, Ижевский государственный технический университет имени М. Т. Калашникова

ОПРЕДЕЛЕНИЕ НДС ИДЕАЛЬНОГО ПРЕССОВОГО ПОЛИСОЕДИНЕНИЯ С ПРОДОЛЬНОМ ВОЛОКНИСТЫМ ПРОМЕЖУТОЧНЫМ ЭЛЕМЕНТОМ ЧИСЛЕННЫМИ МЕТОДАМИ

Проанализированы аналитическое и численное определения НДС сложных многослойных прессовых соединений с натягом, содержащих множественный контакт в области сопряжения деталей конструкции. Обусловлен преимущественный переход к численному методу конечных элементов для решения сложных контактных задач. Приведен математический алгоритм определения НДС полислоистых соединений с множественным контактом сопрягаемых деталей.

Ключевые слова: соединение с натягом, множественный контакт, поликонтакт соединения с натягом, напряженно-деформированное состояние соединения с натягом.

Современные инженерные расчеты проводятся множеством различных способов, одним из которых является численный метод решения задач конечными элементами. Метод развивается как отдельное направление науки и находит применение для других областей академической практической деятельности. Область инженерной науки в соединениях с натягом во многих работах [1, 9, 11,

12, 20] успешно используют метод конечных элементов при расчете сложных конструкций.

В продолжение работ изучения соединений с натягом [18] необходимо усовершенствование предложенных методов решения задач по определению напряженно-деформированного состояния (НДС) и впоследствии нагрузочной способности конструкций прессовых полисоединений (ППС) с волокни-

стым промежуточным элементом. Особенностью такой конструкции [18] является неравномерность геометрии и свойств промежуточного элемента (рис. 1), что противоречит условиям рассмотрения классических ротационных задач МКЭ. Для рассмотрения подобных задач в статье предлагается метод разделения, в котором создается математическая модель промежуточного элемента. С помощью математической модели определяются функции перемещений и нагрузок на охватываемую и охватывающую деталь.

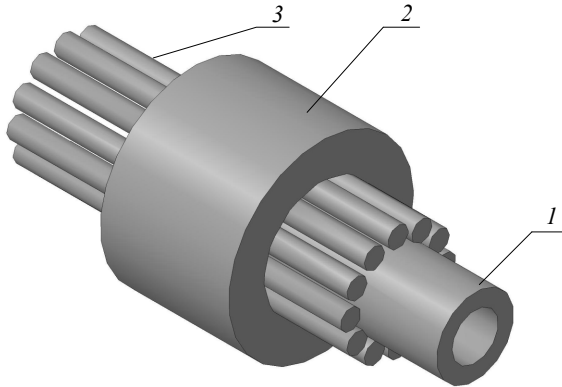


Рис. 1. Идеальное соединение с натягом и продольным волокнистым промежуточным элементом:
1 – вал; 2 – втулка; 3 – волокнистый элемент

Для определения НДС конструкции принят ряд упрощений, который отражает общий принцип работы. В «идеальной» конструкции ППС с продольным волокнистым промежуточным элементом выполняются следующие условия:

- 1) расположение волокон вдоль оси конструкции;
- 2) осесимметричное расположение волокон;
- 3) волокна однородны и одинаковы по геометрии и свойствам;
- 4) волокна не контактируют между собой [18];
- 5) между волокном и основными деталями соединения (вал и втулка) при образовании пятна сопряжения существует «идеальный контакт» [5, 6, 7].

В случае идеального контакта ППС с продольным волокнистым элементом (ПВЭ) образуются две зоны сопряжения цилиндров внешними поверхностями и внутренней с внешней поверхностью (рис. 2). Задача сводится к рассмотрению контактных взаимодействий двух и более цилиндров [2, 4, 6, 10, 13, 15, 19], решение которой может быть выведено аналитически [6, 19], однако разницей между рассматриваемыми негерцевскими задачами [6] являются граничные условия, поликонтакт [13] и, соответственно, конечное решение не может быть получено аналитическим методом, что требует привлечения аппарата численных методов расчета, разработки систем граничных условий, контактных взаимодействий и ограничений.

Определение НДС соединения с натягом базируется на численном методе решения конечными элементами [9, 20]. Многочисленный опыт базируется

на плоскопараллельном рассмотрении НДС осесимметричных задач [1, 9, 20], которые применяют уравнение Лагранжа. Уравнение уже включает в себя различные условия [8, 14, 19], что является достаточным для расчета конструкции как системы. Уравнение приводимо к виду [20, 8]

$$|K|\{X\} = \{F\}. \quad (1)$$

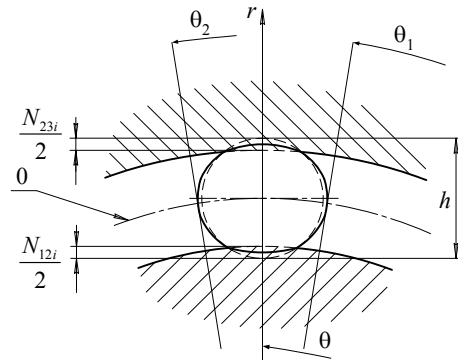


Рис. 2. Сегмент осесимметричного поперечного сечения многослойного соединения с натягом с волокнистым промежуточным элементом

Тождество применимо как для каждой детали в отдельности, так и для контакта [12]. Вторым методом является более компактная запись большого числа уравнений, что не меняет суть тождества. В случае ППС с ПВЭ, представленном на рис. 1, получим:

$$\left. \begin{aligned} |K_{(1)}|\{X_{(1)}\} &= \{F_{(1)}\} \\ |K_{(2)}|\{X_{(2)}\} &= \{F_{(2)}\} \end{aligned} \right\}, \quad (2)$$

где (1) и (2) – уравнения для каждого контакта, представимо в виде

$$K_{(1)} = \begin{vmatrix} K_1 & \\ & K_{13} \end{vmatrix}; \quad (3)$$

$$X_{(1)} = \begin{vmatrix} X_1 & \\ & X_{13} \end{vmatrix}; \quad (4)$$

$$F_{(1)} = \begin{vmatrix} F_1 & \\ & F_{13} \end{vmatrix}. \quad (5)$$

Формулы для второго контакта аналогичны (3)–(5), и дальнейшее рассмотрение будет для одного контакта. При отсутствии внешних нагрузок на систему:

$$\vec{F}_1 = -\vec{F}_{13} = \sum_i \vec{p}_{i1} = -\sum_i \vec{p}_{i13}, \quad (6)$$

где p_{i1} – нормальная распределенная сила узла конечного элемента области контакта («идеальный контакт») обусловленная сопротивлением материалов деформированию.

Условием равновесия системы являются тождества:

$$\sum_i \bar{p}_{i1} = -\sum_i \bar{p}_{i3} = \sum_i \bar{p}_{i2} = -\sum_i \bar{p}_{i2}. \quad (7)$$

Вторым условием для определения решения системы (1) является поле натяга, под которым понимается функция разности геометрии деталей ППС в каждой рассматриваемой точке контакта [18]:

$$N = f_1(r, \theta) + f'_3(r, \theta) + f_3(r, \theta) - f_2(r, \theta), \quad (8)$$

где 1, 2 – геометрия вала и втулки; 3 – геометрия промежуточного слоя (толщина) в диаметрально противоположных точках поперечного сечения, идеально $f'_3(r, \theta) = f_3(r, \theta + 2\pi)$.

Идеальное ППС с ВЭ ввиду упрощений, что $f_1(r, \theta) = D_1$, $f_2(r, \theta) = D_2$, $f_3(r, \theta) - f'_3(r, \theta) = d_3$, имеет вид

$$N(r, \theta) = D_1 + 2d_3 - D_2. \quad (9)$$

Геометрические параметры нужно выразить через координаты полярной системы для эффективности и наглядности, тогда натяг для рассматриваемого сегмента идеального соединения

$$\frac{N}{2} = r_1 + 2r_3 M_k - r_2, \quad (10)$$

где M – матрица переноса координат k -го волокна.

Так как истинные значения перемещений волокна неизвестны до решения задачи, координаты центра цилиндрического волокна выбираются равноудаленными от каждой сопрягаемой детали. Способы уравнения геометрии, что волокно соприкасается с одной из деталей в точке, только увеличат время расчета итерационным способом [16].

Связь между (1) и (8) заключается в выражении [20]

$$\frac{N(\theta)}{2} = X(\theta) + \xi, \quad (11)$$

где X – сумма всех перемещений деталей, $X = X_1 + X_{13} + X_2 + X_{23}$; ξ – заданная математическая точность расчетов.

Во многих рассмотренных решениях подобных проблем принимается одно из условий, что перемещения в одной из области контакта одинаковы [3]. На самом же деле ввиду разницы свойств материалов верно только условие (6) для каждого из контактов.

Решение системы (2) может быть найдено различными вариантами, используемыми в МКЭ [14, 16, 17], подробно различные принципы рассмотрения контактных взаимодействий для численной реализации расчета изложены также в рукописи Бурого Н. Г. «Обзор контактных алгоритмов» Российской академии наук, Института проблем механики, 2002 г. В системе (2) уравнения имеют несколько зависящих друг от друга неизвестных, что усложняет задачу при ее решении. Подобная задача рассматривалась в работе [9], к которой можно применить метод двойной итерации, когда вводится величина невязки в тождество (1), находится его решение и полученный ре-

зультат используется для проверки условия (7). При неравенстве в (7) производим изменение расположения ВЭ свободными перемещениями в сторону меньших действующих сил. Проводим расчеты циклически до тех пор, пока не будет достигнута заданная точность ξ_p .

В работе представлен основной принцип определения НДС сложного ППС с ВЭ. Предложенный алгоритм можно использовать как для симметричных задач, так и для несимметричных. Однако в последнем увеличивается область рассматриваемой геометрии соединения. В случае трехмерной несимметричности данный метод хорошо применим при заложении трехмерной задачи в двумерную с использованием численного интегрирования [16].

Библиографические ссылки

1. Numerical-analytical Methods in Perfection of Assembly Technique of Joints in Main Machines Units / E. Kulish [et al.]. – Budapest : Pollack Periodica. – 2006. – Vol. 1. – No. 2. – P. 71–82.
2. Александров В. М., Чебаков М. И. Введение в механику контактных взаимодействий. – Ростов н/Д : Изд-во ООО «ЦВВР», 2007. – 114 с.
3. Арсеньев И. Д., Шевченко Д. В., Боровков А. И. Конечно-элементное моделирование и исследование эволюции контактных напряжений при страгивании железнодорожного колеса // Вестник Санкт-Петербургского государственного политехнического университета. – 2011.
4. Белоус П. А. Осесимметричные задачи теории упругости. – Одесса : ОГПУ, 2000.
5. Бурого Н. Г. Вычислительная механика. Лекции для студентов 5-го курса МГТУ им. Н. Э. Баумана. – 2008. – 273 с.
6. Джонсон К. Механика контактного взаимодействия : пер. с англ. – М. : Мир, 1989. – 510 с.
7. Зенкевич О. Метод конечных элементов в технике : пер. с англ. ; под ред. Б. Е. Победри. – М. : Мир, 1975.
8. Зенкевич О., Чанг И. Метод конечных элементов в теории сооружений и в механике сплошных сред : пер. с англ. ; под ред. Ю. К. Зарецкого. – М. : Недра, 1974.
9. Кулиш Е. В. Напряженно-деформированное состояние и нагрузочная способность прессовых полисоединений : дис. ... канд. техн. наук. Специальность 01.02.06 – Ижевск, 2009. – 142 с.
10. Ландау Л. Д., Лифшиц Е. М. Теоретическая физика. В 10 т. – Т. VII. Теория упругости : учеб. пособие. – 4-е изд., испр. и доп. – М. : Наука, 1987. – 248 с.
11. Летучая С. А. Контактная задача для упругого ложе- мента и опорного шпангоута цилиндрической оболочки : дис. ... канд. техн. наук. Специальность 05.07.03. – Днепропетровск, 1985. – 181 с.
12. Летучая С. А. Метод конечных элементов в кон- тактной задаче для кольца и упругого ложе- мента // Вест- ник Днепропетровского университета. – 2008. – Вып. 12.
13. Механика контактных взаимодействий / под ред. И. И. Воровича, В. М. Александрова. – М. : Физматлит, 2001.
14. Норри Де, де Фриз Ж. Введение в метод конечных элементов : пер. с англ. – М. : Мир, 1981. – 304 с.
15. Развитие теории контактных задач в СССР / Акаде- мия наук СССР. Институт проблем механики – М. : Наука, 1976.
16. Сабонадьер Ж.-К., Кулон Ж.-Л. Метод конечных элементов и САПР / пер. с франц. В. А. Соколова, М. Б. Блеер ; под ред. Э. К. Стрельбицкого. – М. : Мир, 1989. – 190 с.

17. Сегерлинд Л. Применение метода конечных элементов / пер. с англ. А. А. Шестакова ; под ред. Б. Е. Победри. – М. : Мир, 1979.

18. Смирнов К. Н., Щенятский А. В. Особенности расчета прессовых полисоединений с волокнистым промежуточным элементом // Вестник Ижевского государственного технического университета. – 2011. – № 4. – Ижевск : Изд-во ИжГТУ, 2011.

19. Тимошенко С. П., Гудьер Дж. Теория упругости / пер. с англ. М. И. Рейтмана ; под ред. Г. С. Шапиро. – М. : Наука, 1975. – 576 с.

20. Щенятский А. В. Теория и технология гидропрессовых соединений с натягом : дис. ... д-ра техн. наук. Специальность 05.02.02. – Ижевск, 2003. – 311 с.

A. V. Shchenyatskiy, Doctor of Technical Sciences, Professor, Kalashnikov Izhevsk State Technical University
K. N. Smirnov, Postgraduate Student, Kalashnikov Izhevsk State Technical University

Determination of the Stress-Strain State of Ideal Multilayer Pressing Joints with a Fibrous Intermediate Element by Means of Numerical Methods

The analytical and numerical determination analysis of the stress-strain state of complex multi-layer pressing joints that contain a multiple contact in counterparts of the construction is made. The necessity of transition to a numerical finite element method for solving complex contact problems is shown. A mathematical algorithm to determine the stress-strain state of multilayer pressing joints with a multiple contact of mating parts is presented.

Key words: pressure coupling, multiple contact, multiple contact pressure coupling, pressure coupling strained state.

УДК 621.9411

А. В. Щенятский, доктор технических наук, профессор, Ижевский государственный технический университет имени М. Т. Калашникова
Ю. А. Ерёмна, аспирант, Ижевский государственный технический университет имени М. Т. Калашникова
С. М. Ефремов, кандидат технических наук, Ижевский государственный технический университет имени М. Т. Калашникова

ОСОБЕННОСТИ МОДЕЛИРОВАНИЯ ПРОЦЕССА ТОКАРНОЙ ОБРАБОТКИ МАЛОЖЕСТКОГО ВАЛА

Статья посвящена анализу влияния технологических факторов на возникновение перемещений поверхности маложесткого вала в процессе обработки на станке с ЧПУ. Модель процесса обработки МЖД на токарном станке создана с использованием программного продукта ANSYS. Статья характеризует область применения программного продукта ANSYS.

Ключевые слова: глубина резания, продольная подача, маложесткие детали, конечно-элементная модель, токарная обработка, перемещения поверхности, люнет.

В машиностроении получили широкое распространение материалы с высокими прочностными и специальными свойствами. В связи с этим наметилась тенденция к снижению металлоемкости и массы машин, и как следствие этого – образование большого числа нежестких деталей.

Маложесткие детали (МЖД) были классифицированы по геометрическим признакам. Для исследования была выбрана деталь типа вал. Важной характеристикой указанного вала является его жесткость,

которая определяется соотношением его длины к диаметру. Особенности подобной детали необходимо учитывать при формировании конечно-элементной модели (КЭМ) объекта исследования. Для моделирования процесса обработки детали типа маложесткий вал на токарном станке использован программный продукт ANSYS.

Исследовано влияние технологических факторов (табл. 1) обработки на величину деформации вала в процессе точения на станке с ЧПУ.

Таблица 1. Конструкционные и технологические факторы и их особенности

Фактор	Особенности
Способ крепления	Патрон, центр – модель 1 (рис. 2); патрон, люнет, центр – модель 2 (рис. 3)
Положение инструмента	Сила воздействия проходного резца с главным углом в плане равным 45 °, передним – 10 °, углом наклона главного лезвия – 5 ° прикладывается в плоскости, проходящей через ось вала (рис. 4)
Глубина резания (t)	t = 0,1 / 0,2 / 0,3 / 0,4 / 0,5 мм
Продольная подача (s)	s = 0,1 / 0,9 мм/об
Величина силы (P)	$P_{z,y,x} = 10C_p v^n S^y t^x K_p [H]$
Отношение длины к диаметру	l / d = 23,3 / 19,4 / 18,4