

Проектирование сборки шлицевого соединения карданного вала на основе 3D-моделирования

Автор: Зеленко Анастасия Вячеславовна, магистрант, Пилько Валерий Иванович

Руководитель: Севашко Анна Валерьевна, старший преподаватель

Учреждение образования: УО «Гродненский государственный университет имени Янки Купалы»

Проектирование шлицевого соединения карданного вала АМК-2201010-10 производится в САД системе Pro/Engineer 5.0. Для создания шлицевого соединения использована предварительно подготовленные 3D-модели заготовок вилки скользящей и вилки-конца. Модели “обрабатываются”, симулируя механическую обработку поверхностей в соответствии с размерами. Далее необходимо создать эскиз на торце детали, для создания профиля шлицев: инструмент “Вытянуть”, “Размещение”/“Задать”, “Эскиз”. В появившемся эскизе чертятся две окружности, имитирующие головку и впадину шлица, диаметрами 43 мм и 50 мм, задается ширина шлица, формируются скругления, удаляются построения, производится завершение операции. При помощи инструмента “Массив” создаются остальные шлицы, как показано на рисунках 1, 2.

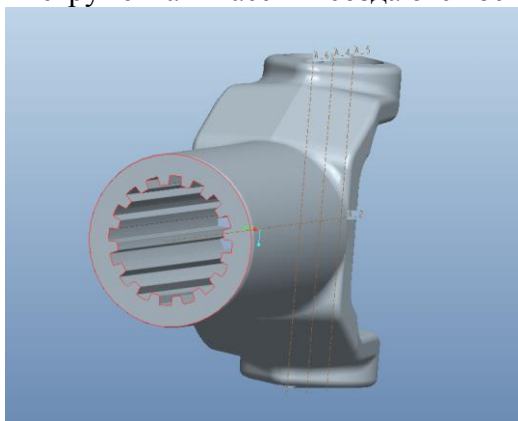


Рисунок 1 – Деталь “Вилка скользящая”

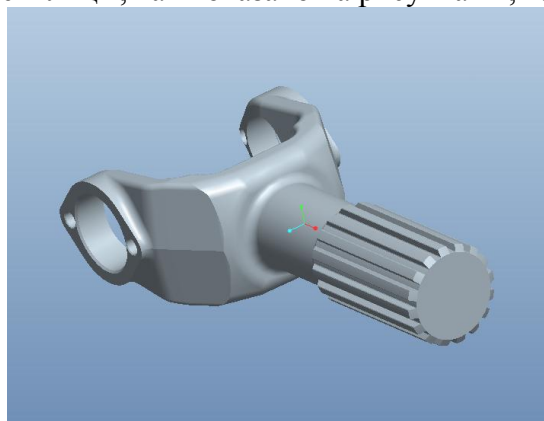


Рисунок 2 – Деталь “Вилка-конец”

После завершения операции сборки будет получена необходимая 3D-модель шлицевого соединения, представленную на рисунке 3.

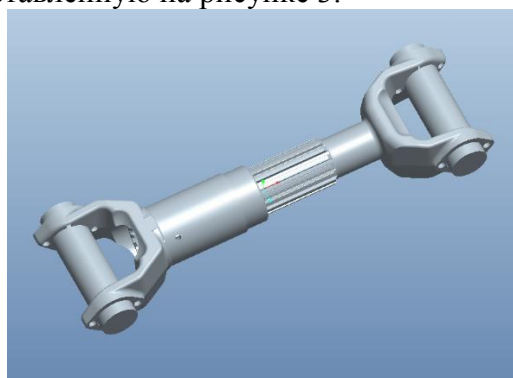


Рисунок 3 – Шлицевое соединение

Анализ напряжённо-деформированного состояния шлицевого соединения

Для выполнения анализа напряжённо-деформированного состояния необходимо соблюдать следующие пять последовательных этапов:

- 1) Построение 3D-модели.
- 2) Построение сеточной модели.
- 3) Наложение начальных и граничных условий.

4) Расчёт сформированной задачи.

5) Анализ полученных данных.

Для анализа используем 3D-сборку, полученную в пункте 4.1 Для моделирования напряжённо-деформированного состояния, необходимо сформировать конечно-элементную модель рассматриваемой сборки в системе Unigraphics NX 5.0. На рисунке 4 представлен результат – построенная конечно-элементная сеточная модель шлицевого соединения. Далее необходимо, исследовать модель и изменить размер сетки в областях, которые не влияют на напряжения. Т.к. проводится анализ шлицевого соединения, то важны размеры тетраэдров только в шлицевом соединении. Это позволит уменьшить время расчёта напряжённо-деформированного состояния модели шлицевого соединения.

Для этого на панели инструментов выберем команду “3D тетраэдральная” сетка (“3D Tetrahedral Mesh”) группы инструментов “Сетка” (“Mesh”), “Контроль сетки” (“Mesh Control”), в открывшемся диалоговом окне необходимо установить размер элементов модели, удалить все фиксированные размеры тетраэдров, которые не входят в шлицевое соединение.

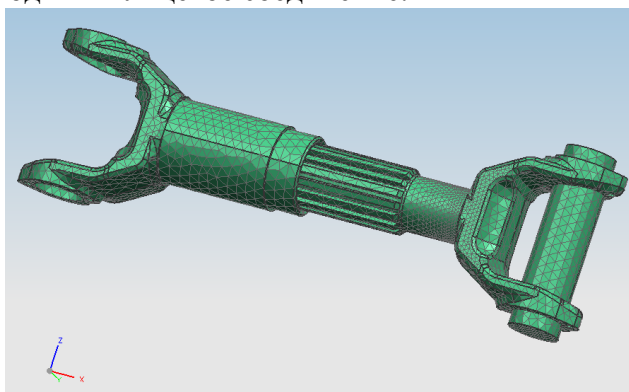


Рисунок 4 – Конечно-элементная модель

Далее необходимо пересоздать сетку. Размер тетраэдров в шлицевом соединении уже будет задан. Поэтому в параметрах сетки, указывается, чтобы программа автоматически подобрала оптимальные размеры тетраэдров, без существенного изменения геометрии детали, как представлено на рисунке 5.

Требуется выбрать объекты, все твердотельные части, сетку которых необходимо создать и нажать “ОК”. После этого созданная конечно-элементная модель экспортируется в симуляцию, “File”/“Export”/“Simulation”, чтобы открыть её с помощью препроцессора LS-Dyna.

Файл содержит конечно-элементную модель из четырёхузловых тетраэдрических элементов. Необходимо задать граничные условия, а именно задать режим работы карданного вала. Во вкладке панели инструментов выбирается команда “Define”/“Curve” и задаётся закон перемещения шлицевого конца карданного вала.

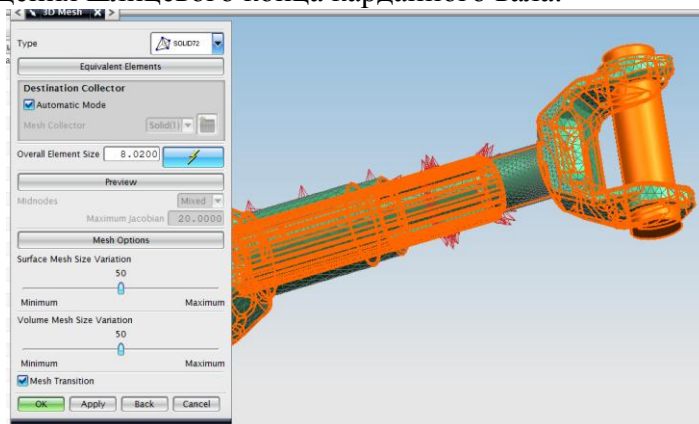


Рисунок 5 – Параметры сетки

Расчёт сформированной задачи. После того, как все условия были установлены, производится запуск расчёта напряжённо-деформированного состояния модели карданного вала. Для этого используется LS-DYNA Program manager. Указываются местоположения хранения исходного файла и результатов, а также определяются параметры, которые необходимы для расчёта.

Процесс расчётов представляет собой неграфическое представление пошагового анализа последовательных равновесных временных шагов, конечно-разностного метода. Поэтому процесс расчёта сопровождается лишь сообщением о текущем временном шаге.

Анализ полученных данных. После расчёта в открытом файле “d3plot”, выбираем команду “Fcomp”/“von mises stress”, на вкладке “Anim” можно запустить или остановить анимацию напряжённого состояния. На экране отображается шкала со значениями давления в паскалях, как представлено на рисунке 6.

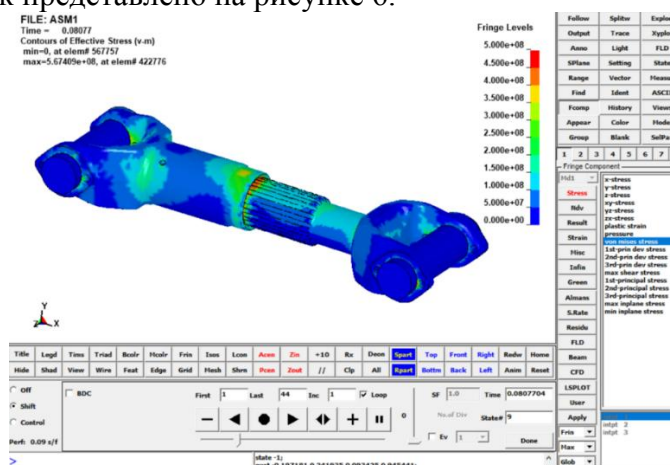


Рисунок 6 – Напряжённо-деформированное состояние

В рамках данного проекта над объектом исследования было произведено 4 эксперимента. Два с минимальным значением зазора в шлицевом соединении и два с максимально допустимым значением зазора в шлицевом соединении.

На рисунках 7 и 8 представлены модели шлицевого соединения с максимально допустимым значением зазора в напряжённо-деформированном состоянии, при поступательном движении в начальный момент приложения нагрузки и в момент, когда нагрузка принимает максимальное значение соответственно. Значение зазора между шлицами в данном эксперименте:

$$S_{max} = 0,15 \text{ мм.}$$

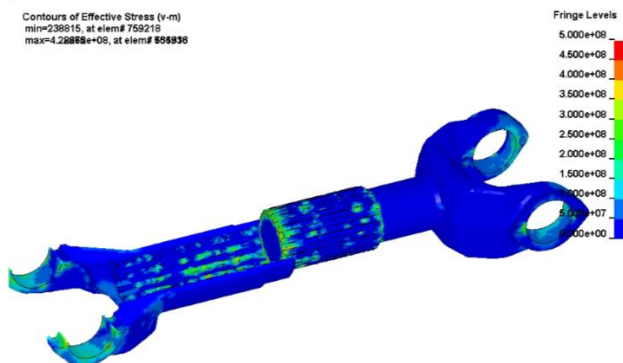


Рисунок 7 – Напряжённо-деформированное состояние при поступательном движении в начальный момент приложения нагрузки

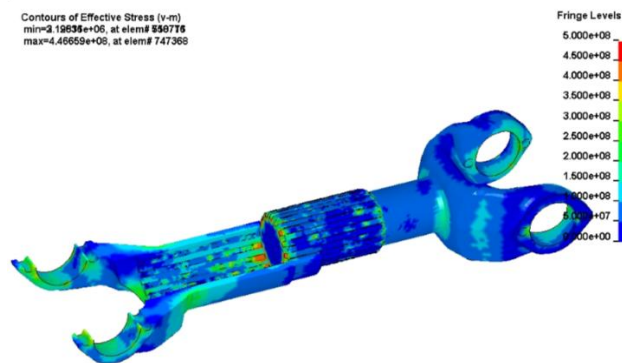


Рисунок 8 – Напряжённо-деформированное состояние при поступательном движении в пиковый момент приложения нагрузки

Видно, что в начальном момент времени на ребре шлицев возникают напряжения около 400 МПа. Из рисунка 8 видно, что при пиковых нагрузках данные напряжения возрастают до значений в 500 МПа. Такие значение повлекут за собой деформацию шлицев, то есть поломку.

На рисунках 9 и 10 представлены модели шлицевого соединения с минимальным значением зазора в напряжённо-деформированном состоянии, при поступательном движении в начальный момент приложения нагрузки и в момент, когда нагрузка принимает максимальное значение соответственно. Значение зазора между шлицами в данном эксперименте: $S_{min} = 0,032$ мм.

На рисунках 9 и 10 напряжения не превышают 300 МПа, что позволяет сделать вывод о том, что чем лучше подобраны детали составляющие шлицевое соединение, тем меньше вероятность возникновения неисправностей.

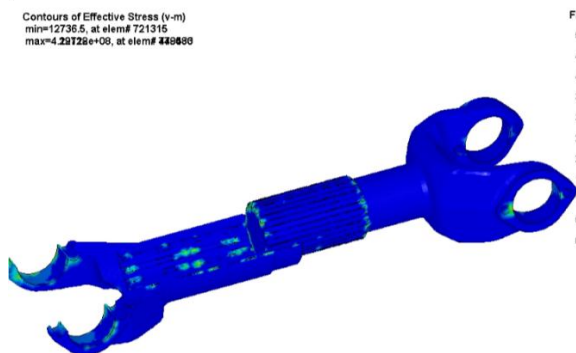


Рисунок 9 – Напряжённо-деформированное состояние при поступательном движении в начальный момент приложения нагрузки

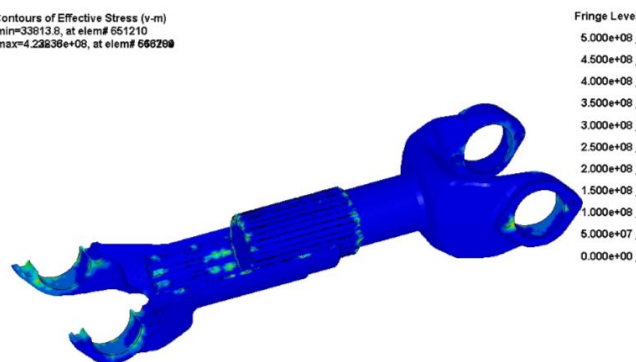


Рисунок 10 – Напряжённо-деформированное состояние при поступательном движении в пиковый момент приложения нагрузки

На рисунках 11 и 12 представлены модели шлицевого соединения с максимально допустимым значением зазора в напряжённо-деформированном состоянии, при вращательном движении в начальный момент приложения нагрузки и в момент, когда нагрузка принимает максимальное значение соответственно.

Значение зазора между шлицами в данном эксперименте: $S_{max} = 0,15$ мм.

На рисунках 13 и 14 представлены модели шлицевого соединения с минимальным значением зазора в напряжённо-деформированном состоянии, при вращательном движении в начальный момент приложения нагрузки и в момент, когда нагрузка принимает максимальное значение соответственно. Значение зазора между шлицами в данном эксперименте: $S_{min} = 0,032$ мм.

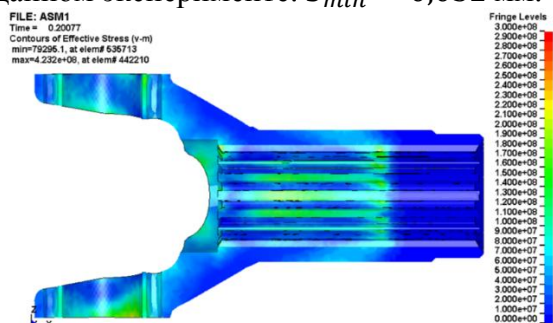


Рисунок 11. – Напряжённо-деформированное состояние при вращательном движении в начальный момент приложения нагрузки

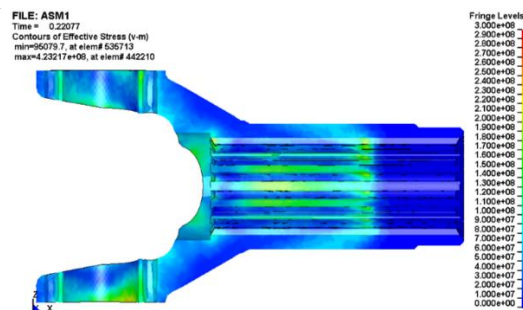


Рисунок 12 – Напряжённо-деформированное состояние при вращательном движении в пиковый момент приложения нагрузки

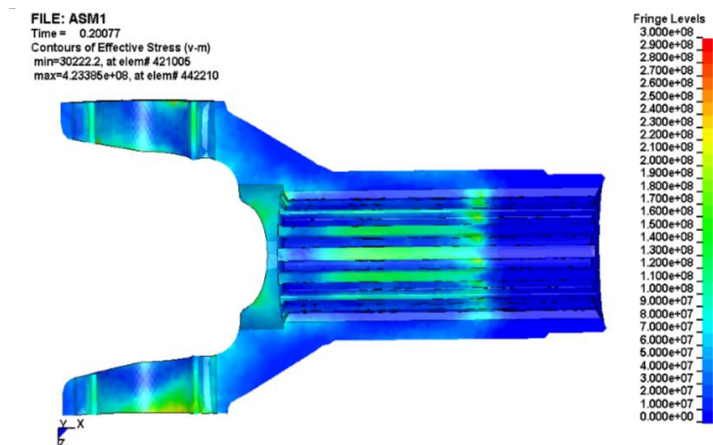


Рисунок 13 – Напряжённо-деформированное состояние при вращательном движении в начальный момент приложения нагрузки

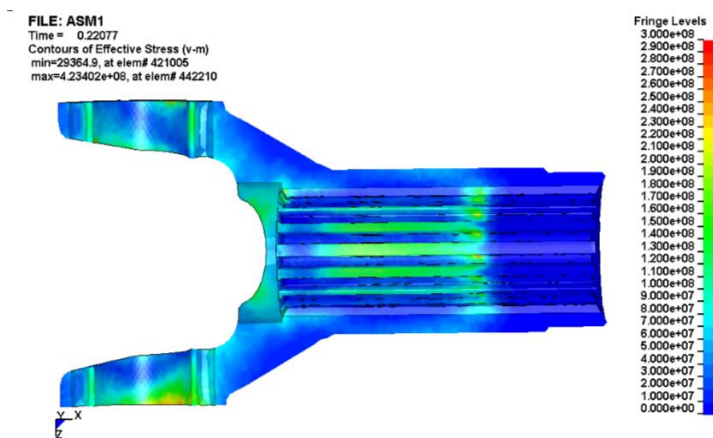


Рисунок 14 – Напряжённо-деформированное состояние при вращательном движении в пиковый момент приложения нагрузки

Исходя из данных полученных в ходе экспериментов можно сделать вывод о том, что величина зазора в шлицевом соединении, при статическом нагружении, не оказывает существенного влияния на возникновение критических нагрузок при вращательном движении, т.к. шлицы своей боковой поверхностью плотно прилегают друг к другу и образуют пятно контакта. В соответствии с техническими требованиями шлицевое соединение должно выдерживать крутящий момент в 5880 Нм, без разрушения. Значения напряжений в шлицах при вращательном движении не превышают 150 МПа.

Визуализация сборочных операций карданного вала

Создание анимации сборки позволяет оценить правильность процесса сборки, для чего будем использовать 3D-модель, полученную ранее.

В CAD системе Pro/Engineer 5.0 проектируем недостающие элементы карданного вала:

- крестовина,
- пластина опорная,
- фланец-вилка карданного вала,
- болт M8-6gx16,
- подшипник ТУ ВНИП.065-99.

После создания сборки карданного вала в программе NX 5.0 формируется конечно-элементная модель, представленная на рисунке 15.

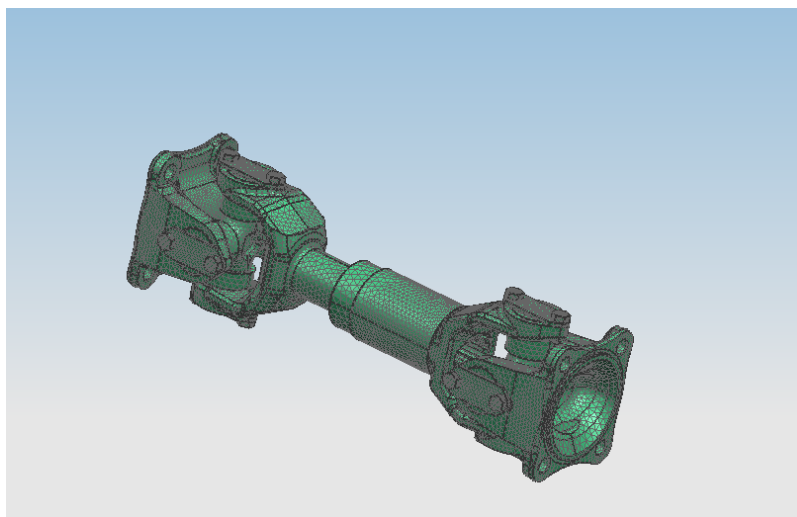


Рисунок 15– Конечно-элементная модель карданного вала

Для создания анимации задаётся координатная система, определяются возможные движения деталей, материалы. На базе расчётного модуля LS-Dyna была разработана методика механического движения абсолютно твёрдых тел, в рамках которой разработано приложение управления траекториями движения деталей, в соответствии с которой стало возможно моделировать кинематику движения деталей сборки любой сложности.

Задаются траектории движения для каждой детали. На верхней панели выбирается деталь, для которой задаётся движение, а также ось в которой она перемещается. В рабочей области, ползунком устанавливается координата в каждый момент времени. Например, деталь “крестовина” перемещается по оси X, по кривой.

После установки траекторий движения для каждой детали, используя LS-Dyna Program Manager запускается расчёт моделирования процесса сборки карданного вала, устанавливаются параметры системы. После окончания процесса моделирования, будет получена анимация процесса сборки. Для записи данной анимации на панели инструментов требуется выбрать команду “File”/“Movie”.

Таким образом, по созданным конечно-элементным моделям в Unigraphics NX 5.0 проведены наиболее приближенные к реальному эксперименту опыты, при помощи расчётного модуля LS-Dyna. Анализ напряжённо-деформированного состояния шлицевого соединения:

- в шлицевом соединении, при поступательном движении, с максимально допустимым зазором $S_{max} = 0,15$ мм., напряжения поднимаются выше 500 МПа, которые превышают предел текучести;

- в шлицевом соединении, при вращательном движении, напряжения не превышают 150 МПа, в обоих случаях, т.к. величина зазора не оказывает влияние на возникновение критических напряжений при статическом приложении нагрузки.