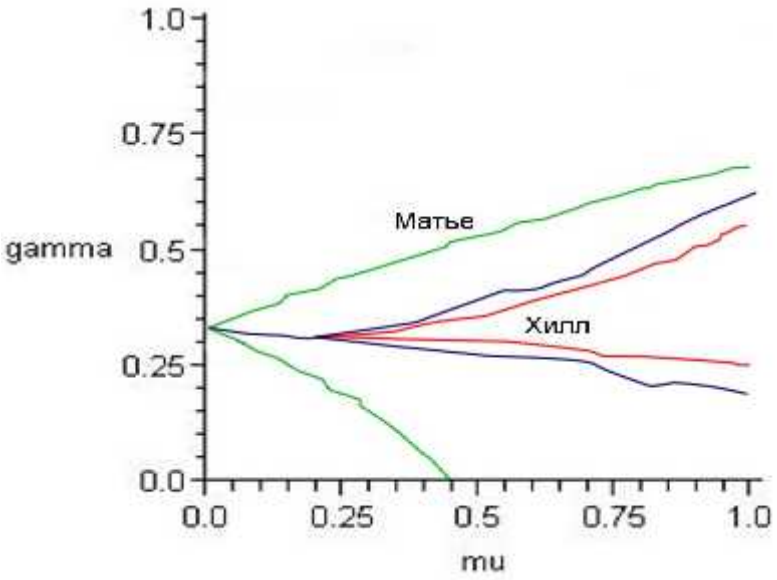

Рис. 2. – Области устойчивости

Список литературы: ***1.*** *Губанова И.И., Пановко Я.Г.* Устойчивость и колебания упругих систем. М.: Наука. – 1967. – 418с. ***2.*** *Найфэ А.* Введение в методы возмущений. М.: Мир. – 1984. – 631с. ***3.*** *Старжинский В.М.* Прикладные методы нелинейных колебаний. М.: Наука. – 1977. – 255с. ***4.*** С*токер Дж*. Нелинейные колебания в механических и электрических системах. М.: Издательство иностранной литературы. – 1953. – 256с. ***5.*** Успехи механики. Варшава: Государственное научное издательство. – 1989, том 12, номер3. **6.** *Хаяси Т.* Нелинейные колебания в физических системах. М.: Мир. – 1968. – 431с.

УДК 621.924

ЛАРИН П.А., ЛАВИНСКИЙ В.И., докт. техн. наук

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ФОРМООБРАЗОВАНИЯ КРУГЛЫХ ПЛАСТИН ПРИ МАГНИТНО-ИМПУЛЬСНОМ НАГРУЖЕНИИ

Магнитно-импульсная обработка металлов открывает широкие возможности для создания новых технологий. Данная технология заключается в существовании принципиальной возможности создания условий для эффективного силового действия для обработки стальных листовых заготовок. При электродинамическом анализе такого подхода оказалось, что традиционные представления теории магнитно-импульсной обработки не отражают характер возникающих пондермоторных сил. Так, использование нового индукто-

ра, разработанного в НТУ «ХПИ» на основе эффекта цилиндро-конического витка, приводят к возникновению качественно новых сил, действующих на плоскую заготовку. Наряду с естественной нормальной к плоскости листовой заготовки компонентой давления, возникает достаточно большая по величине продольная сила. Несмотря на относительно малые поперечные размеры заготовки, эти усилия приводят к возникновению дополнительных изгибающих моментов, которые могут в значительной степени исказить характерную картину формоизменения листовой заготовки при магнитно-импульсном воздействии.

Настоящая работа посвящена решению модельной задачи об упруго-пластическом деформировании круглой пластины, под действием импульсной поперечной нагрузки и распределенной по поверхности касательной пондермоторной нагрузки. Получен алгоритм расчета напряженно-деформированного состояния круглой пластинки при магнитно-импульсном нагружении, основанный на комбинированном представлении решения от поперечных и касательных пондеромоторных нагрузок, характерных для рассматриваемых условий воздействия.

Для решения поставленной задачи использовался метод дополнительных нагрузок. Полученные результаты согласуются с результатами экспериментов, что свидетельствует о правильности выбранной математической модели и методов решения.

УДК 621.24

<u>МАЛАХОВА М.В.,</u> ЖОВДАК В.А., докт. техн. наук

АНАЛИЗ ПРОЧНОСТИ БОЛТОВЫХ КРЕПЛЕНИЙ РАБОЧИХ КОЛЕС ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ТУРБИН

Надежность гидротурбин определяется в основном прочностью рабочего колеса вала турбины, крышки, спиральной камеры и статора. Эти детали имеют сложную конструкцию и находятся под воздействием комплексной системы сил.

На рабочее колесо турбины действуют силы, основными из которых являются гидродинамические силы, приложенные к лопастям, центробежные

силы и силы собственного веса. Практика эксплуатации показала, что действие указанных нагрузок может привести к разрушению болтов в соединении рабочего колеса с валом, что в свою очередь может привести к отрыву рабочего колеса от вала гидротурбины. Поэтому исследование напряженно-деформированного состояния болтового соединения при статическом нагружении является актуальной задачей.

Объектом исследования в данной работе является рабочее колесо гидротурбины ПЛ40-В-680, установленной на Днепро ГЭС - II производства Харьковского турбинного завода (ОАО «Турбоатом»).

Решение поставленной задачи осуществляется методом конечных элементов. Для создания конечно-элементной модели был использован трехмерный тетраэдральный квадратичный элемент с шестью степенями свободы в узле. В результате была построена твердотельная и конечно-элементная модели рабочего колеса и параметрическая КЭ модель болтового соединения. В проведенных расчетах было учтено, что рабочее колесо обладает циклической симметрией, и рассмотрен сектор, показанный на рис.1, который составляет шестую часть полной модели. Фланцевое соединение состоит из тридцати двух болтов и, с учетом симметрии параметрическая конечно-элементная модель представлена в виде сектора с одним болтом.

Разработана методика, которая представляет собой последовательное решение следующих задач. В первой задаче рассматривается статическое напряженно-деформированное состояние рабочего колеса гидротурбины с учетом контактного взаимодействия между лопастью и корпусом колеса и давления воды равномерно распределенного по поверхности лопасти гидротурбины. Во второй задаче исследуется параметрическая модель болтового соединения с учетом контакта шляпки болта с крышкой рабочего колеса, где в качестве граничных условий используются результаты решения предыдущей задачи в виде перемещений.

Анализ полученных результатов показал, что максимальные напряжения в рабочем колесе расположены на лопасти см. рис.2, а максимальные напряжения в болтовом соединении находятся под шляпкой в месте контакта, как показано на рис.3, и не превышают предела текучести, это свидетельствует о том, что разрушение болта происходит вследствие гидродинамического воздействия.

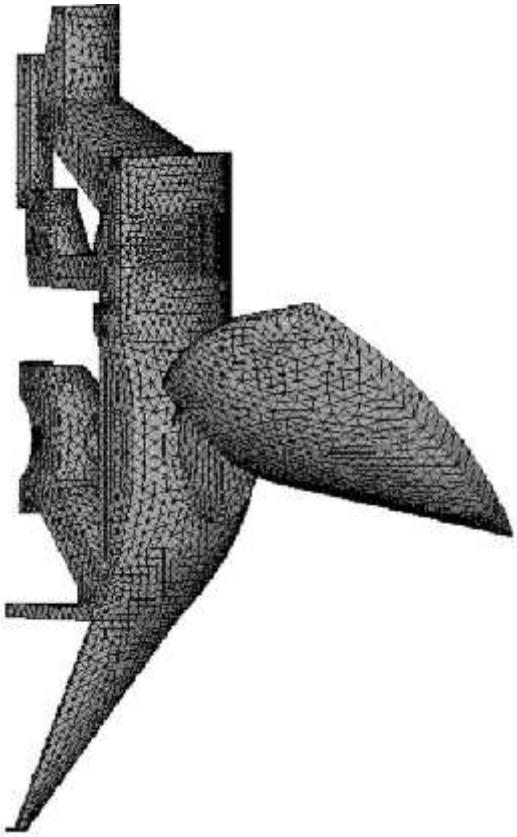

Рис.1 конечно-элементная модель сектора рабочего колеса гидротурбины

Рис.2. Концентрация максимальных напряжений на рабочем колесе

Рис.3 Распределение напряжений на болте

УДК 539.374

<u>ОЖОГА – МАСЛОВСКАЯ О.О.</u>, ЛЬВОВ Г.И., докт. техн. наук, проф.

ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ТОЛСТОСТЕННЫХ ЦИЛИНДРОВ

Настоящая работа посвящена динамическому анализу ствола пушки, устанавливаемой на танке. В процессе эксплуатации танка пушка подвергается различным динамическим воздействиям, происходящим от выстрелов, от движения танка по пересеченной местности, различных маневров.

В динамическом анализе проведены следующие расчеты:

1) Анализ собственных форм и частот колебаний ствола.

Собственный анализ проводим для двух моделей ствола: плоской осесимметричной и трехмерной.