

*М.А. Сергеев, студ.; В.А. Горбунов, к.т.н. доц.
(ИГЭУ, г. Иваново)*

РАЗРАБОТКА ТЕХНИЧЕСКИ ОБОСНОВАННЫХ ТЕПЛОВЫХ ПОТЕРЬ ЗДАНИЯ В ANSYS

Энергоресурсосбережение является одной из самых серьезных задач XXI века.

Требуемые для развития энергоресурсы можно получить не только за счет увеличения добычи сырья в труднодоступных районах и строительства новых энергообъектов, но уменьшением затрат за счёт энергосбережения.

Одним из актуальных направлений энергосбережения является разработка норм теплотребления зданием. В настоящее время разработанные нормы [1] не учитывают размещение здания (ландшафтные особенности, присутствие соседних зданий и т.д.), особенности климата (реальную температуру окружающего воздуха, направление ветра, влияние солнечного излучения и т.д.), особенности изменения температуры в течение суток.

Целью исследования тепловых потерь здания в пакете ANSYS является получение технически обоснованных норм на тепловые потери через ограждающие конструкции.

Необходимо сделать математическую модель ограждающих конструкций здания.

Верифицировать модель по результатам моделирования на реальном объекте (общежитие ШГПУ).

Провести исследование тепловых потерь здания с учетом реальных условий или с учетом особенности климата в отопительный период.

Эта методика позволит получать технически обоснованные нормы тепловых потерь для любого здания.

Использование результатов математического моделирования даст возможность для каждого энергетического паспорта здания получить технически обоснованные нормы расхода тепловой энергии на отопление.

Математическую модель можно будет использовать для разработки энергоэффективных мероприятий по энергосбережению.

Библиографический список

1. **СНиП 23-02-2003** Тепловая защита зданий.

*О.А. Карпова, студ.; В.А. Горбунов, к.т.н., доц.
(ИГЭУ, г. Иваново)*

РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ НАГРЕВАТЕЛЬНОЙ ПЕЧИ КУЗНЕЧНОГО ПРОИЗВОДСТВА В МНОГОФУНКЦИОНАЛЬНОМ КОМПЛЕКСЕ ANSYS

Нагревательные печи имеют широкое применение во всём мире в машиностроительной, в металлообрабатывающей и других отраслях промышленности. Процессы, протекающие в нагревательных печах, весьма энергоёмки, поэтому в настоящее время актуальными вопросами являются проведение активной политики энергосбережения и повышение эффективности работы печей. Для осуществления этого необходимо использование ЭВМ и новейших способов математического моделирования, потому что именно они позволяют выполнить расчёты с высокой степенью точности и за достаточно короткое время, при этом можно учесть большое количество определяющих факторов и свести к минимуму допущения, т.о. необходимо использование новейших многофункциональных программно - вычислительных комплексов. Также моделирование и анализ позволяют избежать дорогостоящих и длительных циклов разработки типа «проектирование – изготовление – испытания», поэтому в последнее время CAE - системы (англ. Computer - Aided Engineering) получили огромное распространение как в России, так и во всём мире. Самыми используемыми из них являются ANSYS, FlowVision, Phoenics, Comsol Multiphysics (FemLab) и другие.

В данной работе предпочтение отдано компании ANSYS.Inc с её программным продуктом ANSYS в связи с большой функциональностью, наличием отдельных компонентов, возможностью широкой интеграции с CAD - системами (англ. Computer-Aided Design) и широкому распространению. ANSYS - это многофункциональный программный комплекс конечно-элементных расчётов.

Целью работы является разработка геометрической и математической модели нагревательной камерной печи кузнечного производства машиностроительного предприятия для нагрева заготовок под ковку в программном комплексе ANSYS.

Математическая модель печи построена на основании решения сопряженной задачи теплообмена в системе «газ-кладка-металл» при условии радиационно-конвективного нагрева на поверхности металла и внутренней поверхности кладки.

Точность решения задачи определена путём сравнения результатов моделирования с результатами экспериментальных исследований на

теплотехнологической установке №5 (система «нагревательная печь – молот», предназначенная для нагрева и ковки металла) кузнечного цеха Ивановского завода тяжёлого станкостроения.

Постановка задачи:

Печь имеет размер рабочего пространства 1,044 x 2,088 x 0,985 м, в ней до заданных параметров качества нагреваются 24 заготовки из марки стали 7ХГ2ВМ (9Х2МФ). Цикл работы печи включает в себя период нагрева металла до момента выдачи первой заготовки (3 ч, с этот период заслонка загрузочного окна закрыта), период ковки металла до момента выдачи последней заготовки (4 ч, в этот период заслонка загрузочного окна открыта на 250 мм) и период охлаждения кладки печи (17 ч).

Начальная температура металла составляет 293 К. Между металлом и подом печи приняты адиабатические условия теплообмена. Заготовки нагреваются за счёт излучения от газа и кладки и за счёт конвекции от продуктов сгорания. Газовый объем в рабочем пространстве печи принят неизотермичным.

Для упрощения математической модели приняты следующие допущения:

- в печи используются горелки с коротким факелом с активным перемешиванием воздуха и газа в камере, поэтому считаем, что из горелки истекает газовая смесь с завершённым процессом горения, и в рабочей камере печи процесс горения отсутствует.

- продукты горения находятся в состоянии локального термодинамического равновесия. Все тела, участвующие в теплообмене, являются серыми.

- в печи в качестве огнеупорного и теплоизоляционного материалов используется шамот класса «А» после реконструкции предприятия, поэтому футеровку печи принимаем однослойной.

В ходе решения задачи необходимо найти распределение температурных полей газа, кладки печи и металла, а также распределение скоростей в конце периода нагрева заготовок и в конце периода ковки.

Геометрическая модель печи (рис. 1) построена в САПР SolidWorks и состоит из трёх объектов: кладки печи, заготовок и газового пространства между ними. Далее модель была импортирована в программный комплекс ANSYS (рис. 2), в котором производится построение сетки, задание материалов, начальных условий, граничных условий, настройка решателя, сохранение проекта для его дальнейшего неоднократного использования, запуск расчёта и получение результатов в наглядном виде с помощью цветной легенды.

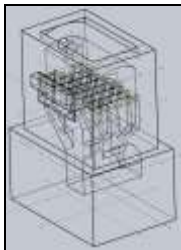


Рис. 1. Геометрическая модель печи в САПР SolidWorks



Рис. 2. Математическая модель печи в программном комплексе ANSYS

В результате получено распределение температурных полей кладки печи, газа и заготовок. Для примера представлено температурные поля печи в конце периода нагрева (рис. 3), в конце периода ковки (рис. 4), а также распределение скоростных полей в конце периода нагрева и в конце периода ковки (рис. 5).

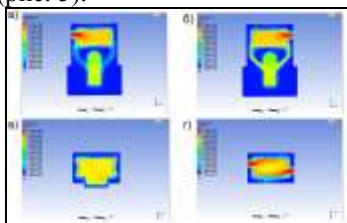


Рис. 3. Распределение температурных полей печи в конце периода нагрева в ANSYS: а) продольное сечение печи через вторую горелку; б) продольное сечение печи через первую горелку; в) сечение через заготовки; г) сечение через обе горелки

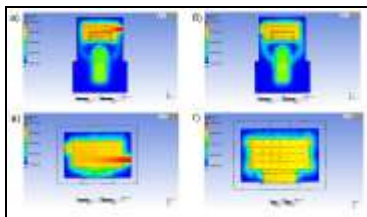


Рис. 4. Распределение температурных полей печи в конце периода ковки в ANSYS: а) продольное сечение печи через первую горелку; б) продольное сечение печи через вторую горелку; в) сечение через обе горелки; г) сечение через заготовки

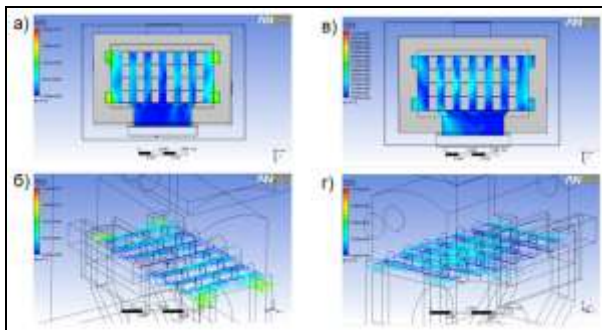


Рис. 5. Распределение скоростных полей печи, полученных в ANSYS: а),б) - поле скоростей при закрытой заслонке (в конце периода нагрева); в),г) – поле скоростей при открытой заслонке (в конце периодаковки заготовок)

Вывод. В результате проведённого моделирования погрешность по температурному полю металла составляет $3 \div 5 \%$, по температурному полю кладки $5 \div 7 \%$, поэтому можно сказать, что построенная математическая модель печи в полной мере отражает теплообменные процессы, происходящие в реальном объекте, и может быть рекомендована к использованию на практике для разработки режимов работы камерной нагревательной печи кузнечного производства при изменении тепловых, гидродинамических, теплофизических, а также конструктивных особенностей установки, а также можно проводить расчётные исследования конструктивных и режимных параметров работы печи.

Библиографический список

1. **Отчет** по х.д.: Испытание теплотехнологического оборудования кузнечного цеха. Кн. 2. - Иваново, 1984. – 91 с. - № гос. регистрации 01840022388, инвентарный № 0285.0003065.
2. **Седов М.С.** Разработка модели кузнечного производства в многоцелевом вычислительном комплексе: Дип. Иваново, 2010. – 171 с.
3. **Рыбакова Ж.Н.** Разработка математических моделей камерных кузнечных печей для предприятий машиностроения: Дип. Иваново, 2007. – 142 с.
4. **Промышленные печи.** Справочное руководство для расчетов и проектирования. 2-е издание, дополненное и переработанное, Казанцев Е.И. М., Metallurgia, 1975. 368 с.
5. **Бруйка В.Н., Фокин В.Г., Солдусова Е.А., Глазунова Н.А., Адеянов И.Е.** Инженерный анализ в ANSYS Workbench, часть 1: Учебное пособие - Самарский государственный технический университет, 2010. – 269с.
6. **Варварина Т.П.** Разработка математических моделей газовых термических печей для машиностроительного предприятия: Дип. Иваново, 2007. – 137с.

*К. А. Ускова, студ.; В. А. Горбунов, к.т.н., доц.
(ИГЭУ, г. Иваново)*

МОДЕЛИРОВАНИЕ В СРЕДЕ ANSYS ПЕТЛЕВОГО РЕКУПЕРАТОРА ДЛЯ НАГРЕВА ВОЗДУХА

Применение петлевых рекуператоров в печах низкотемпературного обжига приводит к экономии топлива и повышению коэффициента полезного действия печи.

Перед исследователем с развитием новых программных средств появляются дополнительные возможности, например оптимизация конструкции элементов петлевого рекуператора. В настоящее время существует много новых программных комплексов для моделирования теплообменников: Femlab, ANSYS Fluent и т.д.

В работе для моделирования используется программный комплекс ANSYS Fluent, при этом необходимо построить твердотельную модель петлевого рекуператора в CAD пакете Solid Works. (рис.)

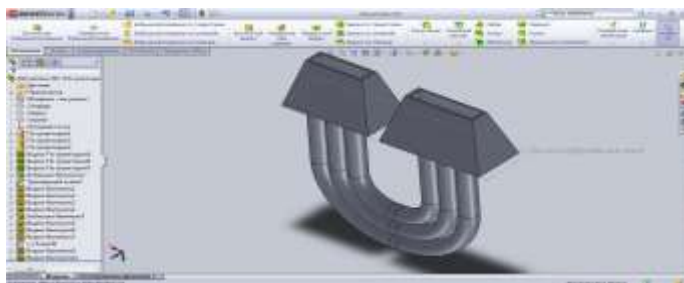


Рис. Модель петлевого рекуператора в CAD пакете Solid Works

На основании проделанной работы можно сделать вывод, что современное программное средство позволяет более детально исследовать петлевой рекуператор на математической модели в среде ANSYS Fluent по сравнению с инженерной методикой расчета и оптимизировать его конструктивные параметры.

*Е.В. Лаврентьева, студ.; В. А. Горбунов, к.т.н., доц.
(ИГЭУ, г. Иваново)*

МОДЕЛЬ ЩЕЛЕВОГО РАДИАЦИОННОГО РЕКУПЕРАТОРА В ПАКЕТЕ ANSYS

В настоящее время энергосбережение является стратегической задачей государственного масштаба. За счет недостаточного использования тепла, вырабатываемого в теплотехнологических установках на предприятиях существуют значительные энергетические потери. Кроме этого тепло газа в производстве часто используется неэффективно.

На сегодняшний день существующие конструкции щелевых радиационных рекуператоров имеют значительные недостатки. Например, сложность или невозможность ремонта, неудовлетворительные массогабаритные показатели, склонность к зашлаковыванию, высокая стоимость и большой срок окупаемости.

Задачей является моделирование конструктивных решений щелевого радиационного рекуператора в пакете ANSYS Fluent. Для этого модель рекуператора строится в Solid Works(рис.) и переносится в ANSYS Fluent для непосредственного исследования.

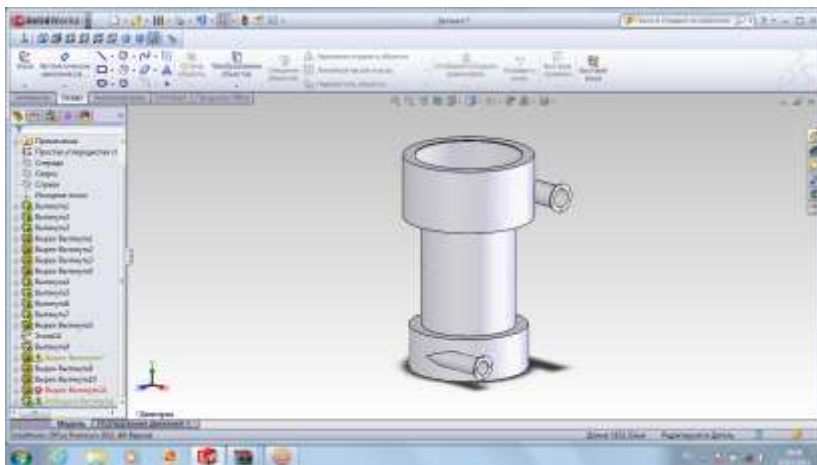


Рис. Модель щелевого радиационного рекуператора в CAD пакете Solid Works

При моделировании в ANSYS варьируемыми параметрами являются размеры проходного отверстия для воздуха и высота рекуператора. Целевой функцией является получение максимального теплового потока, передаваемого от продуктов сгорания к воздуху.

*М.А. Новиков, студ.; В.А. Горбунов, к.т.н., доц.
(ИГЭУ, г. Иваново)*

РАСЧЕТ ЗАДАЧ НАГРЕВА В ПАКЕТЕ ANSYS 14.0 ПРИ ГРАНИЧНЫХ УСЛОВИЯХ ПЕРВОГО РОДА В 1D И 2D ПОСТАНОВКЕ

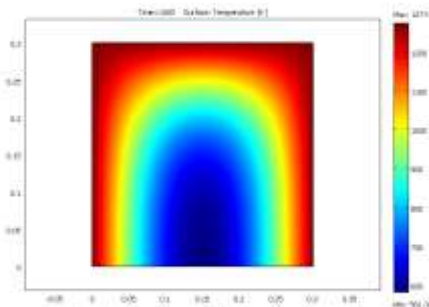
Исследования проводились в конечно-элементном пакете ANSYS 14.0.

ANSYS – универсальная программная система конечно-элементарного (МКЭ) анализа, существующая и развивающаяся на протяжении 30 лет, является довольно популярной у специалистов в области компьютерного инжиниринга (CAE, Computer – Aided Engineering) и КЭ решения линейных и нелинейных (включая нестационарные геометрически и физически нелинейные задачи контактного взаимодействия элементов конструкции), задач механики жидкости и газа, теплопередачи и теплообмена и т.д. [1,2].

Целью является исследование влияние размера шага по пространству и по времени на результаты вычисления температурного поля в среде ANSYS 14.0 при 1D и 2D нагрева металла с граничными условиями 1-го рода.

Если при 1D были проведены исследования М.С. Седовым [4] и Т.В. Татариновой [5], то 2D постановка исследуется впервые. Результаты решения сравниваются с решениями между решениями в пакетах ANSYS и Femlab и аналитическим решением полученным методом суперпозиции.

Решалась задача нагрева заготовки металла с сечением в виде квадрата с граничными условиями I рода с трех сторон и II рода (условия адиабаты) с одной стороны. Температура внешних сторон равна 1273К. Начальная температура нагрева 273К. Сторона сечения квадрата равна 0.3м. время нагрева принималось 1000с.



Примеры задач нагрева пластины и условия были взяты из [3].

В отличие от решения задач в 1D геометрии в 2D геометрии планируется исследовать влияние формы сетки на точность результатов полученного температурного поля в конце нагрева.

В дальнейшем планируется результаты моделирования использовать для определения погрешности расчета в пакете ANSYS на стадии подготовки решения задачи с 2D геометрией на основе использования нейросетевой технологии.

Библиографический список

1. **Басов К.А.** ANSYS и Virtual Lab. Геометрическое моделирование – М.: ДМК Пресс, 2006.- С.240. – ISBN 5-94074-301-3.
2. **Басов К.А.** ANSYS для конструкторов – М.: ДМК Пресс, 2009.- С.248. – ISBN 978-5-94074-462-7.
3. **Горбунов В.А.** Моделирование теплообмена в конечно-элементном пакете Femlab: Учеб. пособие/ГОУВПО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина». –Иваново, 2008.- 216с.
4. **Седов М.С.** Разработка модели кузнечного производства в многоцелевом вычислительном комплексе: Дип. Иваново, 2010. – 171 с.
5. **Татарникова Т.В.** Разработка математических моделей в Ansys - Fluent камерных кузнечных печей для машиностроительных предприятий: Дип. Иваново, 2011. - 141с.

*Е.Е. Бурова, студ.; В.А. Горбунов, к.т.н., доц.
(ИГЭУ, г. Иваново)*

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОГРЕШНОСТИ ДОПУЩЕНИЯ ПРИ СВЕДЕНИИ ДВУХМЕРНОЙ ЗАДАЧИ НАГРЕВА МЕТАЛЛА К ОДНОМЕРНОЙ, ПРИ ГРАНИЧНЫХ УСЛОВИЯХ I-II РОДА

Исследования проводились в програмном комплексе ANSYS.

В ANSYS имеется встроенный редактор для работы с геометрическими моделями DesingModeler или сокращенно DM и представляет собой модуль на платформе Workbench .

Главной особенностью модуля DM имеется возможность импорта геометрических моделей из CAD систем. Поэтому, перенос твердотельного образа изделия из програмного комплекса CAD системы SolidWorks не вызывает затруднений.

Целью работы является определение погрешности допущения при сведении двухмерной задачи нагрева металла к одномерной, при граничных условиях I, II рода. В проведенных расчетах использовались одномерные, двухмерные модели.

При моделировании нагревательных печей кузнечного производства, для упрощения расчетов делают допущение. Двухмерную модель

нагреваемых изделий (рис.1) сводят к одномерной постановке (рис.2), используя при этом формулу обобщенного размера заготовок:

$$R=K(V_3/F_3),$$

где K – коэффициент формы заготовки; V_3 – объем заготовки, m^3 ; F_3 – обогреваемая поверхность, m^2 .

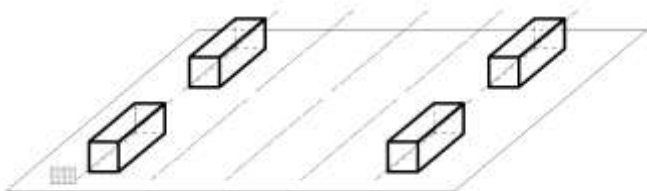


Рис. 1. Размещение заготовок на подине печи с зазором

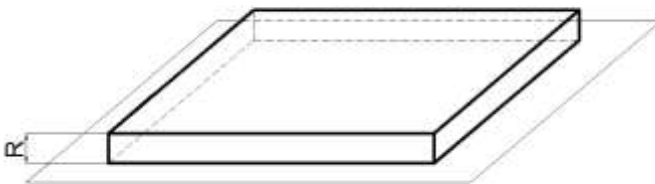


Рис. 2. Приведение двухмерной задачи к одномерной

В данной работе исследовалось погрешность допущения приведения двухмерной задачи нагрева к одномерной по параметрам качества нагрева: температуры на поверхности и температурного перепада в конце нагрева.

Библиографический список

1. **Ansys 2011.** Универсальная программная система конечно-элементного анализа.
2. **SolidWorks 2011.** Система автоматизированного проектирования.
3. **Горбунов В.А.** Моделирование теплообмена в конечно-элементном пакете Femlab: Учеб. пособие/ГОУВПО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина». – Иваново, 2008.- 216с.

А.Н. Николенко, студ.; В.А. Горбунов, к.т.н., доц.
(ИГЭУ, г. Иваново)

РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ СКРУББЕРА ДЛЯ ОЧИСТКИ ДОМЕННОГО ГАЗА В ПРОГРАММНОМ КОМПЛЕКСЕ ANSYS И ИССЛЕДОВАНИЕ ЕГО РАБОТЫ

Экспериментальные исследования проводились на ОАО «Северсталь» на скруббере газоочистки доменной печи № 4.

Целью проведения эксперимента является определение оптимальных режимов работы установки, и тем самым повышение экономического и технологического эффекта работы скруббера.

Целью моделирования скруббера является экономия энергоресурсов на очистку доменного газа. Для этого необходимо определить влияние области перекрытия факелами воды на степень очистки газа.

Скруббер является уникальным нестандартным оборудованием, предназначенным для очистки колошникового газа, опасного для жизни человека. В установке (рис.1) ведется полутонкая очистка газа с массовой концентрацией пыли от 30 до 50 мг/м³. Так как вода обладает сравнительно большой теплоёмкостью, то она отбирает от газа значительное количество тепла. Газ, входящий в скруббер с температурой 100-400 °С отдаёт своё тепло воде и охлаждается до 45-50 °С. Наиболее интенсивно охлаждение газа происходит в нижней части скруббера, где разница температур газа и воды наибольшая.



Рис. 1. Принципиальная схема газоочистки

Скрубберный процесс характеризуется испарительным режимом, газ охлаждается почти до требуемой температуры (при соблюдении расчетных параметров) и максимально насыщается водяными парами, что при последующей конденсации паров обеспечивает улавливание мелкодисперсных фракций колошниковой пыли, так как влага конденсируется на пылинках, являющихся центром конденсации.

Наиболее интенсивно процесс конденсации водяных паров происходит на уровне 3 - 5 метров ниже форсунок системы орошения.

В результате этого процесса происходит эффективная очистка газа, поскольку увлажнённые пылинки приобретают способность коагули-

роваться (слипаться), становясь более крупными и тяжёлыми, что обеспечивает их выпадение из потока газа в нижний конус скруббера, откуда в виде шлама через гидрозатворы удаляются в шламовый лоток.

Эвольвентные форсунки, установленные в скрубберах, хорошо работают при избыточном давлении воды 1,2 - 1,5 кгс/см² (0,12 – 0,15 МПа), при более низком давлении факел распыла становится вялым, а капли чрезмерно крупными, что ухудшает теплообмен и очистку газа, а также приводит к непроизводительному расходу воды.

В верхней части исследуемого скруббера размещено три пояса орошения с числом форсунок 36, создающих равномерный поток мелко диспергированных капель, движущихся под действием силы тяжести вниз. В скруббере применяют эвольвентные форсунки с диаметром отверстия 62,5 мм. В каждом ярусе установлено 12 форсунок, размещенных таким образом, чтобы все сечение скруббера было равномерно перекрыто диспергированной водой в количестве, соответствующем заданному удельному расходу воды.

В настоящее время ведется разработка математической модели работы скруббера в программном комплексе Ansys в вычислительном модуле FLUENT (рис. 2). Данная математическая модель позволит путем построения математических моделей полей скоростей и полей температур выявить оптимальный режим работы установки.

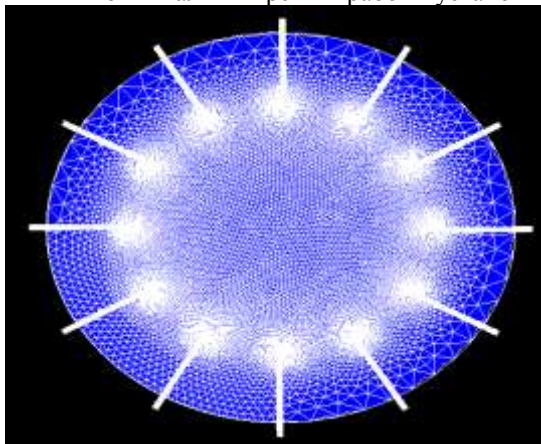


Рис. 2. Степень перекрытия поперечного сечения скруббера факелами воды.

Первым этапом создания модели было построение модели форсунки и исследование степени раскрытия факела форсунки в зависимости от расхода воды поступающей на кольца орошения скруббера.

Далее было численно проанализировано распределение полей скоростей по сечению скруббера перед первым кольцом орошения и оценка изменения скорости и ее неравномерности по высоте скруббера. Исследование проводилось с целью выявления равномерности скоростного поля по сечению скруббера перед поясом орошения.

Допущения, которые были приняты при решении задачи:

- решается стационарная задача;
- вода внизу скруббера рассматривается как неподвижная, несжимаемая жидкость;
- газ рассматривается как идеальный сжимаемый газ;
- влияние стенок скруббера на движение газа не учитывается.

Для решения задачи используется k - ϵ модель турбулентности. Для этой модели делается следующее допущение: поток полностью турбулентный и эффекты молекулярной вязкости незначительны.

В результате можно сделать вывод, о необходимости учета неравномерности распределение полей скоростей при дальнейшем процессе моделирования очистки и охлаждения газа.

Численное исследование работы скруббера позволят анализировать работу скруббера с целью уменьшения энергозатрат при сохранении качества газоочистки.

*К.А. Долинин, студ.; Д.А. Долинин, асп.
(ИГЭУ, г. Иваново)*

ПРИМЕНЕНИЕ ПРОГРАММНОГО КОМПЛЕКСА ANSYS FLUENT ДЛЯ МОДЕЛИРОВАНИЯ ДВИЖЕНИЯ ПЫЛЕГАЗОВОГО ПОТОКА

С целью оптимизации режимов работы газовой очистки требуется контролировать и регулировать остаточную запыленность и влажность газа для обеспечения минимального расхода орошающей воды при соблюдении требуемого качества очистки. Одним из способов замера является отбор известного объема газа из основного потока и осаждение из этой пробы пыли и влаги посредством сужающего устройства – сопла. Улавливание пыли при этом происходит за счет следующих факторов:

- при попадании в пылеуловитель скорость газа резко уменьшается, снижается его кинетическая энергия, и наиболее тяжёлые частицы пыли выпадают из газового потока;

– при попадании в пылеуловитель изменяется направление движения газа, частички пыли, имеющие большую плотность, чем газ, изменяют направление своего движения медленнее и по инерции оседают в нижнем конусе пылеуловителя.

Пробоотборное устройство для определения запыленности доменного газа было разработано и изготовлено на кафедре “Энергетика теплотехнологий и газоснабжение”. На ОАО “Северсталь” проводились эксперименты по определению оптимальных режимов работы газовой очистки на основе контроля остаточной запыленности доменного газа.

Для оценки эффективности пробоотборного устройства, а также для возможного его усовершенствования, была создана математическая модель в программном модуле ANSYS FLUENT. Было произведено моделирование движения газа в пылеуловителе с учетом находящихся в газе твердых частиц. Поток доменного газа имеет достаточно сложную трехмерную структуру, обусловленную турбулентностью, наличием твердых включений и капель жидкости. Модуль ANSYS FLUENT позволяет моделировать подобные течения с помощью модели дискретных фаз (Discrete Phase Model - DPM). Трехмерная геометрическая модель исследуемого объекта в масштабе 1:1 была подготовлена в пакете Solid Works (рис. 1) и экспортирована затем в среду ANSYS Workbench. В модуле DesignModeler была подготовлена геометрия области течения газа, а затем построена расчетная сетка в модуле Meshing (рис. 2). Дальнейшие расчеты производились в ANSYS FLUENT.

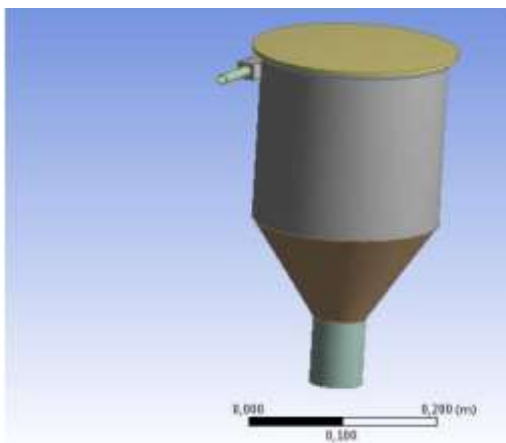


Рис. 1. Трехмерная модель пылеуловителя

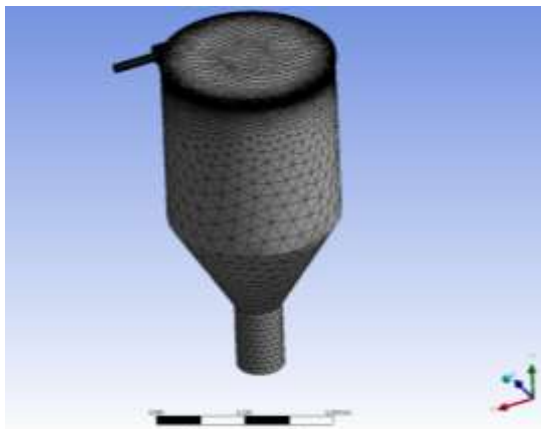


Рис. 2. Расчетная сетка

На входе в пылеуловитель для газовой фазы задавались скорость и температура. Для твердой фазы (частицы пыли) задавались плотность, массовый расход, размеры частиц и коэффициент распределения. На выходе принималось нулевое давление.

После выполнения расчетов возможна оценка и построение графиков изменения плотности, давления и скорости газа в пылеуловителе. Кроме того, использование DPM позволяет отобразить траектории движения твердых частиц в зависимости от их размера и с учетом взаимодействия между ними (рис 3).

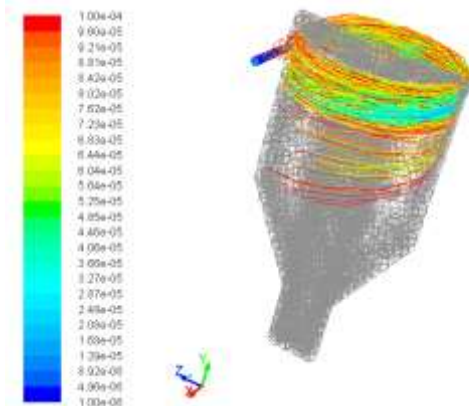


Рис. 3. Траектории движения частиц пыли в зависимости от диаметра

Полученная модель предназначена для оценки эффективности работы пылеуловителя в зависимости от размеров твердых частиц. Она помогает быстро и наглядно смоделировать движение запыленного газового потока с учетом внесенных в геометрию пылеуловителя изменений. Таким образом, модель может применяться для оптимизации конструкции пылеуловителя.

*Г.А. Перевезенцев, студ.; Н.П. Гусенкова, к.т.н., доц.
(ИГЭУ, г. Иваново)*

**МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ
ТЕПЛОИСПОЛЗУЮЩЕЙ УСТАНОВКИ И ОПТИМИЗАЦИЯ
ЕЕ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ
ВМНОГОФУНКЦИОНАЛЬНОМ КОМПЛЕКСЕ ANSYS**

В работе рассматривается процесс интенсификации теплообмена в рекуперативном воздухоподогревателе (ВЗП).

Целью данной работы является моделирование процесса теплообмена в воздухоподогревателе в пакете ANSYS Workbench также исследование влияния его конструктивных параметров на интенсивность процесса теплообмена и снижение металлоемкости теплообменника. Оптимизация величины теплового потока в зависимости от конструктивных параметров ВЗП производится в пакете ANSYS-Workbench, в модуле GoalDrivenOptimization.

Моделируемый теплообменник представляет собой трёхходовой кожухотрубчатый рекуперативный воздухоподогреватель, имеющий 3 секции для хода воздуха, расположенных друг над другом, в пространстве которых располагаются трубы для хода дымовых газов. На внешней поверхности труб, по которым движутся дымовые газы, располагаются ребра в виде шайб. Воздух течет в межтрубном пространстве, начиная движение с нижней секции.

Построение геометрической модели ВЗП осуществляется в модуле ANSYSDesignmodeler. Построение расчётной сетки выполняется в модуле Mesh. Выбран тип сетки CutCell, построение которой осуществляется на основе тетраэдров, с увеличением числа узлов в пристенных областях (рис. 1)

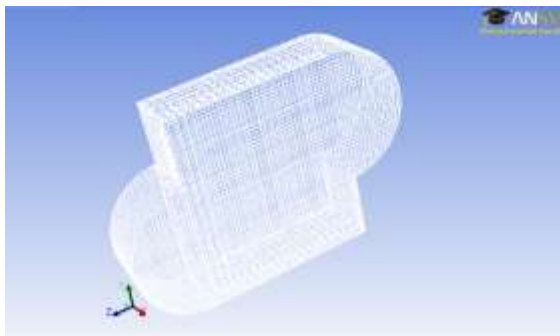


Рис. 1. Общий вид построенной модели

При построении модели задаются скорости воздуха и газа, температуры воздуха на входе в воздухоподогреватель, температуры газа на входе и выходе из воздухоподогревателя, интегральные степени черноты поверхностей твёрдых тел и газов. Таким образом, учитывается конвективная и радиационная составляющие теплообмена.

В качестве начальных условий задаются температуры воздуха и газа в начальные моменты времени. На границах тел принимаются граничные условия сопряженного теплообмена.

После задания исходных параметров и выполнения расчета, который занимает примерно час машинного времени, получаем температурное распределение внутри ВЗП (рис.2).

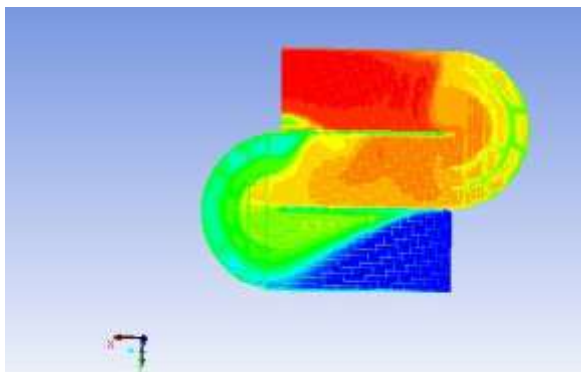


Рис. 2. Распределения температур внутри ВЗП

Для оптимизации конструктивных параметров ВЗП используется оптимизационный модуль, встроенный в комплекс Workbench, что

позволяет значительно экономить время при построении и задании параметров оптимизируемого устройства.

Задачей оптимизации является поиск максимальной величины теплового потока в зависимости от конструктивных параметров ВЗП, влияющих на интенсивность процесса теплообмена и металлоемкость воздухоподогревателя.

В результате оптимизации была получена следующая таблица (рис. 3). В поле Optimization Domain отображаются пределы изменения варьируемого параметра (Показан в колонке В: P1-rebro – высота ребра). В поле Optimization Objectives осуществляется выбор оптимизируемый параметр (тепловой поток на выходе из теплообменника out_teplo) оптимизационного предела (Maximize) и вариационный параметр (rebro). В поле Candidate Points отображается выборка оптимального, среднего и выпадающего значений.

	A	B	C
1		P1-rebro	P2-out_teplo (W)
2	Optimization Domain		
3	Lower Bound	0.25	
4	Upper Bound	0.55	
5	Optimization Objectives		
6	Objective	Set to Target	Maximize
7	Target Value	0.45	
8	Importance	Default	Default
9	Constraint handling		
10	Candidate Points		
11	Candidate A	0.2501	38.441
12	Candidate B	0.4499	45.700
13	Candidate C	0.5501	31.579

Рис. 3. Таблица оптимизационных параметров

Из рис. 3 видно, что самое большое значение теплового потока на выходе получается при варианте «Кандидат А», однако размер ребра у него меньше, чем у «Кандидата С», который имеет среднее значение теплового потока на выходе, но больший размер ребра.

Выбор оптимального размера и максимального эффекта может быть выполнен посредством графика, построенного на основе полученных результатов (рис. 4).

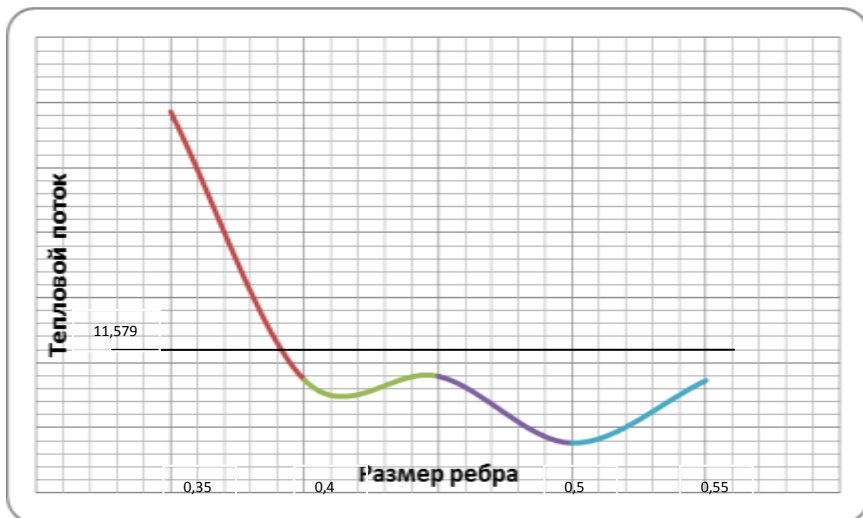


Рис. 4. График наилучших вариантов оптимизации

Вывод: программный комплекс ANSYS позволяет существенно ускорить процесс моделирования, расчета и оптимизации теплообменников. По полученному графику можно найти оптимальное значение размера (высоты) ребра, при заданном значении теплового потока.

*А.С. Макаров, студ.; Н.П. Гусенкова, к.т.н., доц.
(ИГЭУ, г. Иваново)*

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА НАГРЕВА МЕТАЛЛА В ДВУХЗОННОЙ МЕТОДИЧЕСКОЙ ПЕЧИ

Методическая толкательная печь предназначена для нагрева заготовок под обработку давлением. Методические печи относятся к печам непрерывного действия. Металл, двигаясь по поду печи, последовательно проходит зоны печи: методическую в которой осуществляется предварительный нагрев металла и сварочную, в которой осуществляется быстрый нагрев металла до заданной конечной температуры. Достоинствами методических нагревательных печей являются непрерывный характер работы и относительно стабильный, благодаря этому, тепловой режим.

Для теплового расчета нагрева заготовок в печи и получения визуального представления процесса нагрева можно использовать программный комплекс ANSYS Workbench. С помощью данной программы можно получить температурное поле металла с учетом параметров качества нагрева металла: температуры на поверхности в конце нагрева и допустимого перепада температур $\Delta T_{\text{к}} \leq \Delta T_{\text{д}}$.

Так как заготовки располагаются без зазоров между ними, то можно рассматривать нагрев параллелепипеда, образованного системой заготовок лежащих вплотную друг к другу на поду печи. Принимаем длину нагреваемого тела равной длине пода печи, а ширину равной длине заготовки.

Расчет нагрева заготовок выполняется при постоянных теплофизических свойствах. Начальная температура металла принимается равной температуре окружающей среды. Предусмотрено задание граничных условий I, II и III рода по теплообмену.

На рис.1 представлены результаты расчета нагрева металла при ГУ I рода. Рассматривался нагрев заготовки размером 0,13x0,13x9,1 м. С начальной температурой $T_0 = 293$ К и теплофизическими свойствами $\lambda = 39,47$ Вт/(м·К), $c = 596$ Дж/(кг·К), $\rho = 7800$ кг/м³ в течении времени 5050 с. Температура поверхности 1473 К. В результате расчетов температура в конце нагрева на поверхности равна 1473 К, в тепловом центре 1469 К.

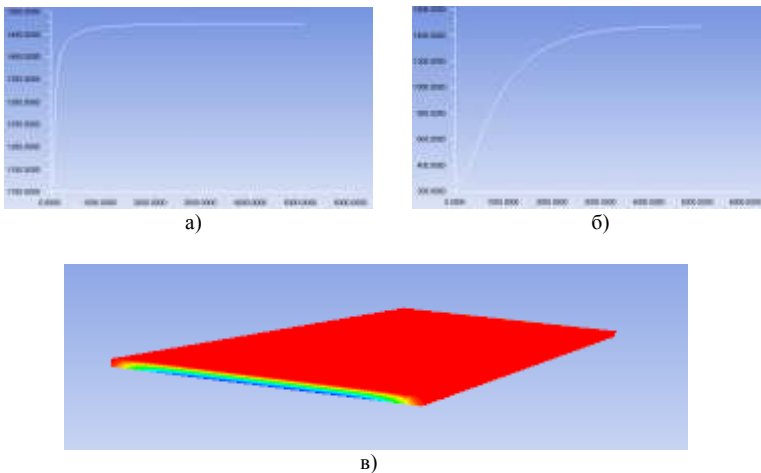


Рис. 1. Результаты расчетов нагрева при ГУ I рода. График изменения температуры на поверхности (а); график изменения температуры в тепловом центре (б); изображение распределения температурного поля (в)

При сравнении полученных результатов с точным аналитическим решением погрешность решения составила 3,7 %.

На рис.2 представлены результаты расчета нагрева металла при ГУ II рода. Рассматривался нагрев заготовки с теми же размерами и теплофизическими свойствами, при начальной температуре $T_0 = 293$ К при ГУ II рода в течении времени 5050 с. Постоянный тепловой поток 80 Вт/м^2 . В результате расчетов температура в конце нагрева на поверхности равна 1475 К, в тепловом центре 920 К.

Рассмотрим нагрев заготовок при граничных условиях III рода с постоянными теплофизическими коэффициентами.

На рис.3 представлены результаты расчета нагрева металла при ГУ III рода. Рассматривался нагрев заготовки с теми же размерами и теплофизическими свойствами, при начальной температуре $T_0 = 293$ К при ГУ III рода в течении времени 5050 с. Температура продуктов горения 1623 К. Коэффициент конвективной теплоотдачи $100 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}$. В результате расчетов температура в конце нагрева на поверхности равна 1260 К, в тепловом центре 962 К.

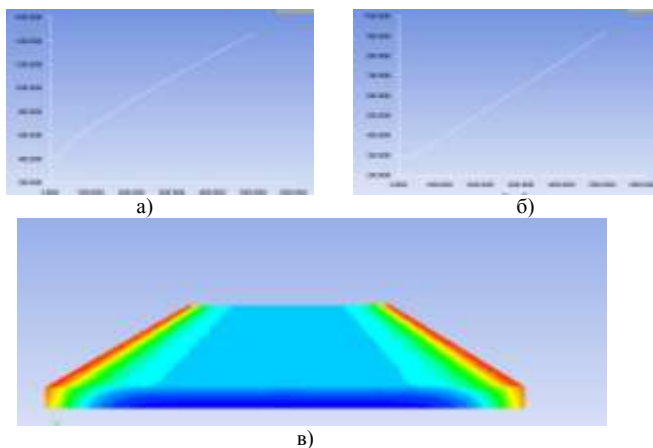


Рис. 2. Результаты расчетов нагрева при ГУ II рода. График изменения температуры на поверхности (а); график изменения температуры в тепловом центре (б); изображение распределения температурного поля (в)

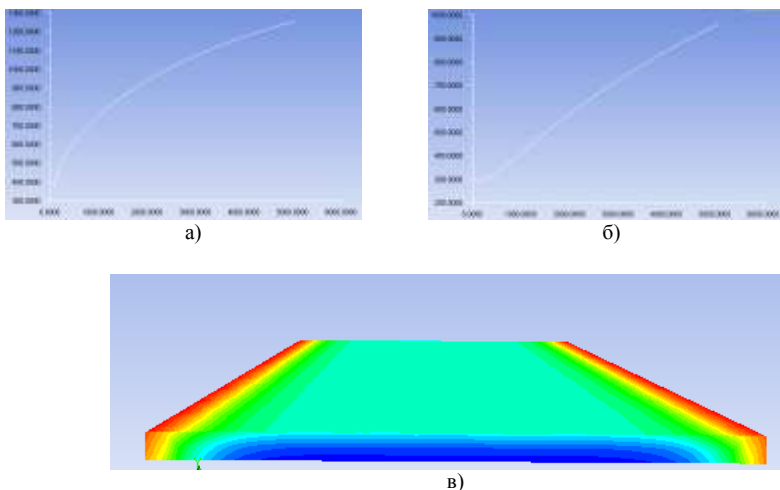


Рис. 3. Результаты расчетов нагрева при ГУ III рода. График изменения температуры на поверхности (а); график изменения температуры в тепловом центре (б); изображение распределения температурного поля (в).

*А.В. Андреев, студ.; Н.П. Гусенкова, к.т.н., доц.
(ИГЭУ, г. Иваново)*

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА НАГРЕВА САДКИ В КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНОМ ПАКЕТЕ ANSYS

В термических печах металл подвергается термической обработке в процессе которой должна соответствовать заданным параметрам качества. К ним относятся температура на поверхности заготовки и температурный перепад по объему садки в конце нагрева.

Если садка представляет собой множество заготовок размеры которых, невелики относительно размеров всей садки, то ее можно рассматривать как трехмерное пористое тело. Пористое тело представляет собой изотропный континуум с эффективными теплофизическими свойствами, учитывающими наличие пор, и их роль в переносе теплоты и определяются экспериментально или по формулам [2].

Таким образом, в данной постановке рассматривается нагрев пористого тела методом конечных элементов в пакете ANSYS.

Для оценки погрешности расчета нагрева тела в конечно элементном пакете ANSYS были проведены сравнения с методом конечных

разностей и точным аналитическим решением в контрольных расчетных точках по объему тела в заданные промежутки времени [1].

Рассматривается процесс нагрева тела с размерами $R \times R \times R = 0,2 \times 0,2 \times 0,2$ м. Теплофизические свойства: $\lambda = 16,38$ Вт/(м·К); $c = 793,8$ кДж/(м³·К). Начальная температура тела $T_0 = 293$ К. Параметры

газа $\alpha = 188,3 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$, $T_r = 1033$ К, время нагрева $\tau = 14400$ с.

На гранях $(0, y, z)$, $(x, 0, z)$, $(x, y, 0)$ заданы адиабатические условия теплообмена. На гранях $(0, 2, y, z)$, $(x, 0, 2, z)$, $(x, y, 0, 2)$ приняты условия конвективного теплообмена.

Для сравнения точности расчета в теле были выбраны контрольные точки (рис. 1).

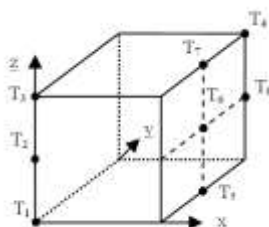


Рис. 1 Расположение контрольных точек

Сопоставление результатов расчета для контрольных точек представлено в табл. 1.

Таблица 1. Результаты расчета температур $T_i(X, Y, Z, \tau)$ по трехмерной математической модели методом конечных разностей, по модели, рассчитанной в ANSYS методом конечных элементов и по точному аналитическому решению при граничных условиях 3-го рода

Время, с	Температура, К					
	$T_1(0; 0; 0)$			$T_2(0; 0; 1; 0)$		
	Метод конечных разностей	Модель ANSYS методом конечных элементов	Аналитическое решение	Метод конечных разностей	Модель ANSYS методом конечных элементов	Аналитическое решение
0	293	293	293	293	293	293
2880	876,2	823,3	676,5	822,4	856,7	690,8
5760	1024,2	997,5	963,1	1022,1	1003,1	966,5
8640	1032,6	1026,9	1021,1	1032,5	1027,9	1021,7
11520	1032,9	1031,9	1031	1032,9	1032	1031,1
14400	1033	1032,7	1032,7	1033	1032,7	1032,7
2880	995,7	952,9	745,7	1015,2	968,9	808,0

Вре- мя, с	Температура, К					
	$T_1(0; 0; 0)$			$T_2(0; 0,1; 0)$		
	Метод конечных разностей	Модель ANSYS методом конечных элементов	Аналити- ческое решение	Метод конечных разностей	Модель ANSYS методом конечных элементов	Аналити- ческое решение
5760	1031,4	1019,6	979,3	1032,3	1022,2	992,3
8640	1032,9	1030,7	1023,9	1032,9	1031,2	1026,1
11520	1033	1032,6	1031,5	1033	1032,7	1031,9
14400	1033	1032,9	1032,8	1033	1032,9	1032,8
Вре- мя, с	Температура, К					
	$T_3(0; 0; 0,1)$			$T_4(0,2; 0,2; 0,2)$		
	Метод конечных разностей	Модель ANSYS методом конечных элементов	Аналити- ческое решение	Метод конечных разностей	Модель ANSYS методом конечных элементов	Аналити- ческое решение
0	293	293	293	293	293	293
2880	884,8	935,5	729,4	1004	1013,1	858
5760	1028,8	1025,6	975,8	1032,3	1029,7	1001,9
8640	1032,8	1031,7	1023,3	1032,9	1032,4	1027,8
11520	1032,9	1032,8	1031,4	1032,9	1032,9	1032,1
14400	1033	1032,9	1032,7	1033	1032,9	1032,9
2880	999,1	996,9	762,5	762,5	953,2	808,0
5760	1031,5	1027,0	982,8	982,8	1019,6	992,3
8640	1032,9	1032,0	1024,5	1024,5	1030,7	1026,1
11520	1033,0	1032,8	1031,6	1031,6	1032,6	1031,9
14400	1033,0	1032,9	1032,9	1032,8	1032,9	1032,8

В результате расчетов мы сравнили полученные значения с точным аналитическим решением и методом конечных разностей. Средняя относительная погрешность метода конечных элементов с точным аналитическим решением составила 2,8%. Средняя относительная погрешность метода конечных элементов с методом конечных разностей составила менее 1%. Можно сделать вывод о том, что модель, рассчитанная в программной среде ANSYS достаточно точно описывает процесс нагрева заготовки и для определения температур во время нагрева можно пользоваться данными из модели, рассчитанной в ANSYS.

Библиографический список

1. **Воронко Н.П.**, Бровкин Л.А., Крылова Л.С. Математическая модель нагрева садики в термических печах // Тез. докл. Всесоюз. науч.-техн. конф. «Научные основы создания энергосберегающей техники и технологий». - М., 1990. - С.76-78
2. **Бровкин Л. А.** Температурные поля тел при нагреве и плавлении в промышленных печах: Учеб. пособие. Иваново, 1973. -363с.
3. **Лыков А.В.** Теория теплопроводности. – М.: Высш. шк., 1967.-600с

*А. В. Андреев, студ.; Н. П. Гусенкова, к.т.н., доц.
(ИГЭУ, г. Иваново)*

МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛОВОЙ РАБОТЫ ПЕТЛЕВОГО РЕКУПЕРАТОРА В ВЫЧИСЛИТЕЛЬНОМ КОМПЛЕКСЕ ANSYS

Целью работы являлось разработка геометрической модели рекуператора и моделирование его тепловой работы в вычислительном комплексе ANSYS.

Для использования вторичного энергоресурса – тепла уходящих газов применяется петлевой конвективный рекуператор из гладких стальных труб. В таком рекуператоре подогреваемый воздух проходит внутри труб, а дымовые газы снаружи.

На заводах черной металлургии, машиностроения и т. п. наибольшее распространение получили так называемые «петлевые» рекуператоры из гладких стальных труб. Такие рекуператоры устанавливаются за печами в дымоотводящем канале.

Основным преимуществом конструкции петлевого рекуператора является свободная самокомпенсация температурного расширения каждой трубы (петли) в отдельности. Не маловажным преимуществом данного рекуператора является его простота в обслуживании, быстрый монтаж на рабочее место. Недостатком конструкции петлевого рекуператора является то, что все трубные петли по направлению движения дымовых газов имеют разную длину. Отсюда и разные аэродинамические сопротивление, отчего наружные петли блока самые теплонагруженные с дымовой стороны, в них поступает меньше воздуха, чем в остальные петли.

Для моделирования петлевого рекуператора расположенного в дымоотводящем канале был выбран пакет 3D моделирования SolidWorks (рис. 1. а, б).

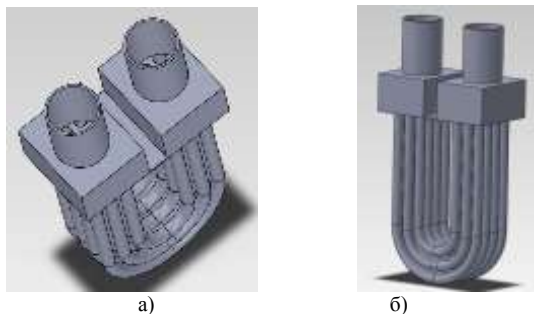


Рис. 1. Геометрическая модель, выполненная в SolidWorks

Построенную модель для расчета интегрировали в вычислительный комплекс ANSYS. Для расчета данной модели нам необходимо задать некоторые условия, а именно: задать начальные условия, граничные условия теплообмена, физические и гидравлические параметры сред и материалов из которых выполнены теплообменный аппарат и дымоотводящий канал, а также временем теплообмена.

Так как в учебной модели количество элементов разбиения сетки ограничено, на первом этапе был выполнен расчет 1 петлевого элемента рекуператора находящегося в дымоотводящем канале (рис.2).

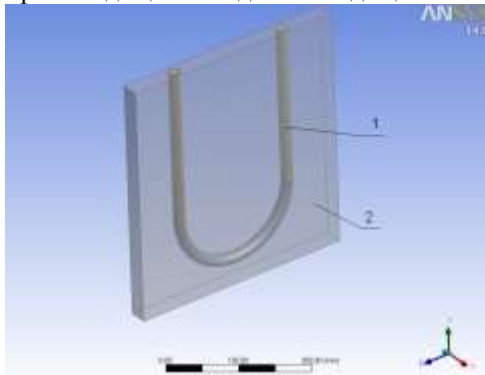


Рис. 2. Петлевой элемент рекуператора:
1 – петлевой элемент, 2 – элемент дымоотводящего канала

Рис. 3 (а, б) иллюстрирует распределение температур в воздушном потоке во входном и выходном сечении петли рекуператора.

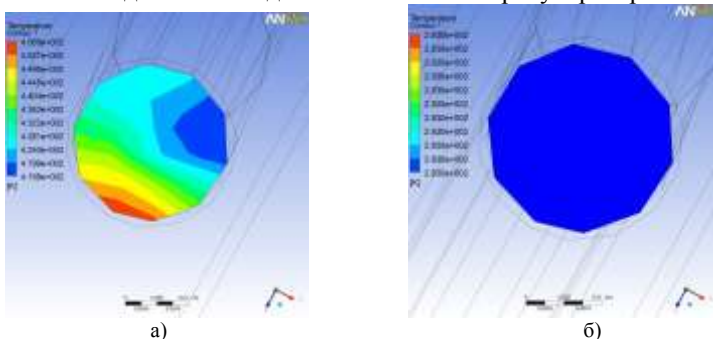


Рис. 3. Температурные поля во входном сечении (б) петли рекуператора и выходном сечении (а)

Данную модель можно использовать для расчета режимов работы рекуператора при внесении конструктивных изменений, которые смо-

гут улучшить тепловые показатели рекуператора. Целевой функцией при исследовании является плотность теплового потока от продуктов горения к воздуху, варьируемыми параметрами – конструктивные характеристики теплообменника.

*А. И. Антонов, студ.; А. И. Муницын, д.т.н., доц.
(ИГЭУ, г. Иваново)*

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ И ОПТИМИЗАЦИЯ РАСЧЕТНЫХ СЛУЧАЕВ ПИЛОТАЖНОГО ТРЕНАЖЕРА

Пилотажный тренажер (рис. 1) – это устройство моделирующее полет на реальном воздушном судне и предназначено для обучения летного экипажа всем навыкам, необходимым при полетах.

Пилотажный тренажер включает в себя: подвижную платформу, которая позволяет перемещение тренажера во всех направлениях; полноразмерную кабину, точно повторяющую кабину реального самолета со всем соответствующим оборудованием и органами управления; систему визуализации, которая моделирует визуальные эффекты, возникающие при полете.

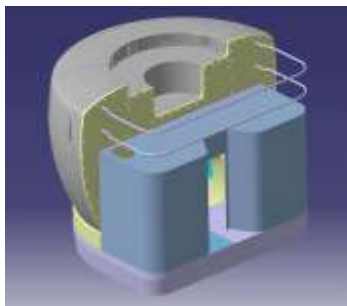


Рис. Пилотажный тренажер

Поскольку на платформу действуют различные нагрузки при движении тренажера в пространстве, возникает много различных комбинаций нагрузок (рассматривается около полумиллиона различных случаев).

При таком многообразии нагрузочных случаев необходимо облегчить работу расчетчикам, для чего нужно выбрать только несколько случаев, являющихся наиболее опасными. Для определения наиболее важных случаев выбираем несколько критериев, по которым определяем критичность случаев. Таким образом, из полумиллиона комбина-

ций различных нагрузок получаем несколько случаев, представляющих наибольшую опасность. В работе выделены девятнадцать случаев подлежащих детальному расчету, чем значительно упрощена задача по расчету конструкции.

В работе создана конечно-элементная модель платформы пилотажного тренажера, нагружаемая силами, полученными при расчете. Найдены напряжения, возникающие в конструкции платформы [1, 2].

Таким образом, в результате работы создана математическая модель, описывающая распределение статических и динамических нагрузок в платформе пилотажного тренажера. Она позволяет достаточно быстро оценить усилия, возникающие в элементах конструкции платформы пилотажного тренажера при различных ее положениях в пространстве, а так же дает возможность оптимизации самой конструкции, а именно позволяет принимать решения по облегчению конструкции или, наоборот, об ее усилению.

Библиографический список

1. Курс теоретической механики. Леви - Чивита Амальди./ М.: Из-во иностр. литературы, 1951.
2. **Сопротивление** материалов (Том 2). Тимошенко С.П./ М.: «Наука», 1956.- 469 с.

*М. М. Лубова, студ.; А.Б. Колобов, к.т.н., доц.
(ИГЭУ, г. Иваново)*

РАСЧЕТ ЧАСТОТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК И ОПТИМИЗАЦИЯ КОНСТРУКЦИИ ПИЛОТАЖНОГО ТРЕНАЖЕРА

Целью проекта является разработка расчетной модели платформы пилотажного стенда, проведение частотного анализа конструкции платформы пилотажного стенда и оптимизация конструкции с целью избежания совпадения собственных частот платформы с собственными частотами системы визуализации.



Рис. 1. Пилотажный стенд

Безопасность полетов определяется большим числом факторов. В их число входят состояние систем и оборудования воздушных судов и квалификация, классность и уровень подготовки летного и инженерно-технического персонала.

Тренажер содержит полномасштабную натуральную кабину экипажа того воздушного средства, для которого

предназначен тренажер, с полным набором бортового оборудования, систему визуализации, систему акселерации и отсек для инструктора, а так же платформу, на которой установлены все эти составляющие.



Рис. 2. Конечно-элементная модель платформы

Разработана конечно-элементная модель платформы (рис. 2). Произведен расчет собственных частот платформы и обшивки платформы [1]. Произведен аналитический расчет собственных частот платформы как стержня с переменным сечением по методу Релея-Ритца [2].

Для того чтобы исключить совпадение собственных частот обшивки платформы с частотами системы визуализации, проведена оптимизация конструкции платформы и добавлены дополнительные жесткости в местах с наибольшим перемещением.

Произведен расчет оптимизированной конструкции платформы. В результате оптимизации получены частоты удовлетворяющие требованиям конструкции (рис 3).

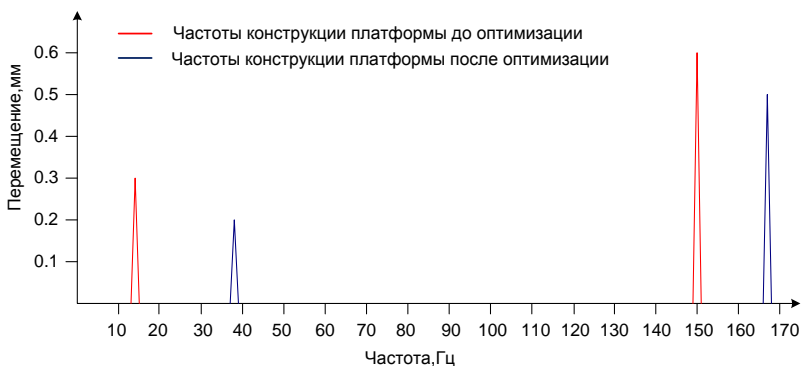


Рис. 3. Амплитудно-частотная характеристика конструкции платформы до и после оптимизации

Библиографический список

1. **Зенкевич О.С.** Конечные элементы и аппроксимация. – М.: Мир.,1986
2. **Тимошенко С.П.** Пластины и оболочки. – М.: Наука.,1966

*А.В. Байков, студ.; Л.Б. Маслов, д.ф.-м.н., доц.
(ИГЭУ, г. Иваново)*

РАСЧЕТ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ НОВОЙ МОДЕЛИ ТАРЫ ИЗ СТЕКЛОПЛАСТИКА ДЛЯ СПЕЦБОРУДОВАНИЯ

В работе рассматривается процесс эксплуатации новой тары для спецоборудования. Данная тара выполнена из стеклопластика. Она представляет собой две трубы по краям, скрепленных хомутами. Прежняя модель тары представляла собой деревянный ящик, который был очень неудобен, и ненадежен в эксплуатации. Новая модель имеет ряд преимуществ - это более легкая конструкция, герметична, и более устойчива к ударным воздействиям. Следовательно, срок службы такой конструкции превышает предыдущий вариант.

В данной работе по произведен статический и динамический расчет новой модели тары из стеклопластика для спецоборудования. Конечно-элементная модель построенная в программном комплексе ANSYS (ANSYS Inc.), представлена на рис. 1.



Рис. 1. Конечно-элементная модель



Рис. 2. Нагружение конечно-элементной модели

Постановка задачи включала в себя разработку конечно элементной модели, статический и динамический расчеты.

Модель нагружения представлена на рис. 2. Приложенная сила к конструкции тары 300 кг.

Габаритные размеры модели: длина $l=1200$ мм, внутренний диаметр каждого из отсеков $d_1=162$ мм, внешний диаметр каждого из отсеков $d_2=172$ мм, материал – стеклопластик.

Характеристики материала:

- коэффициент Пуассона: $\nu=0.2$;
- модуль упругости первого рода: $E=2,5 \cdot 10^9$ Па;
- плотность: $\rho=1850$ кг/м³.

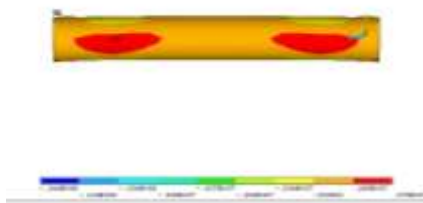


Рис. 3. Результат расчетов

Нагрузка прикладывается по краям модели, так как при статическом расчете моделируется транспортировка десяти моделей с грузом, поставленных друг на друга. И именно на краях модели находятся точки опоры выше стоящей модели.

В результате расчета были получены следующие результаты:

- максимальные перемещения – 0,08 мм;
- максимальные напряжения 3,7 МПа

Рассчитанная модель представлена на рис. 3.

В динамическом расчете моделировалось падение тары на жесткую поверхность с высоты 10м. То есть модель испытывалась на ударные нагрузки. Нужно было получить ответ на вопрос, разрушится ли данная модель при падении с высоты 10м, на абсолютно жесткую поверхность, с полной загрузкой.

Ниже приведен график эквивалентных напряжений точки контакта с абсолютно жесткой поверхностью при ударе (рис.4), где вертикальная ось – напряжений, горизонтальная – времени.

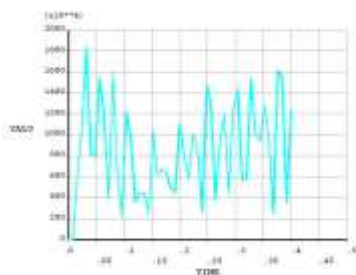


Рис. 4. График эквивалентных напряжений точки контакта

Было получено, что при падении модели на жесткую поверхность она не разрушается.

Библиографический список

1. **Огородников О.М.** Компьютерный инженерный анализ. – М: Наука, 2009. – 300 с.
2. **Огородников О.М.** Статический конструкционный анализ. – М: Наука, 2009. – 260 с.
- 3.

*А.В. Боханкович, студ.; М.А. Ноздрин, к.т.н., доц.
(ИГЭУ, г. Иваново)*

РАЗРАБОТКА ЛАБОРАТОРНОЙ РАБОТЫ ПО КУРСУ «МЕХАНИКА СПЛОШНОЙ СРЕДЫ»

Задачи о колебаниях тонких пластин и оболочек с сосредоточенными массами возникают в различных областях техники. Пластина или оболочка часто выполняет роль несущей поверхности, к которой крепятся те или иные элементы конструкции. Если эта конструкция работает в условиях динамических внешних воздействий, то частоты и формы колебаний пластины или оболочки будут зависеть как от характера крепления присоединенного элемента, так и от его инерционных свойств. При теоретическом рассмотрении подобного рода задач бывает удобно интерпретировать присоединенные элементы как некоторые дополнительные массы, жестко соединенные с пластиной или оболочкой и сосредоточенные в точке.

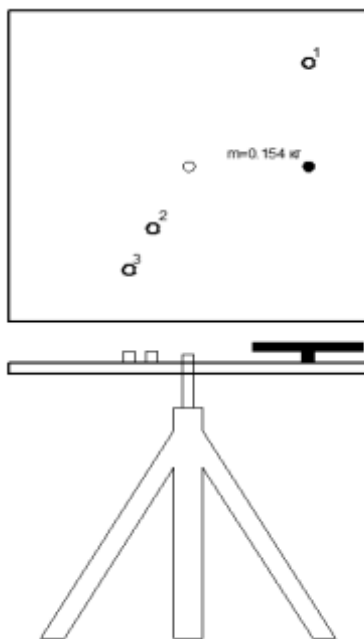


Рис. 1. Схема экспериментальной установки

Задачами настоящей работы являются: проведение испытаний прямоугольной пластины с присоединенными сосредоточенными массами, разработка модели в системе ANSYS (ANSYS Inc.), сравнение результатов моделирования с экспериментальными данными и анализ влияния сосредоточенных масс на изменение собственных частот и форм колебаний прямоугольной пластины.

Экспериментальная установка (рис. 1) состоит из жестко закрепленной по центру прямоугольной пластины, трех датчиков и груза, массой 0.154 кг.

В результате измерений получены спектры частот для пластины без сосредоточенной массы (рис. 2) и для пластины с сосредоточенной массой (рис. 3).

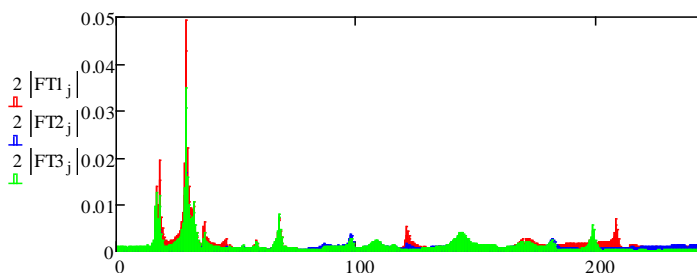


Рис. 3. Спектр частот пластины с сосредоточенной массой

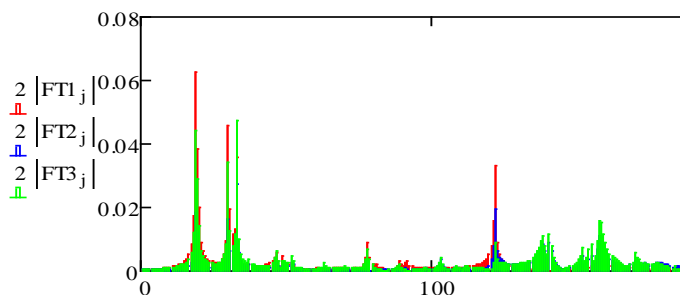


Рис. 2. Спектр частот пластины без сосредоточенной массы

Графики показывают, что собственные частоты остались неизменными, но изменилась амплитуда колебаний. Например, теоретическое

значение собственной частоты для первой формы колебаний составляет 19,3 Гц, что так же подтверждается экспериментально (рис. 2).

Библиографический список

1. **Колебания** в инженерном деле. Тимошенко С. П./ М.: «Наука», 1967.-444с.
2. **Сопrotивление** материалов, теории упругости и пластичности. Основы теории с примерами./Саргсян А.Е. – Изд. 2-е, перераб. и доп; М.: Высшая школа, 2000.-286 с.

В. А. Шейкина, студ.; И. А. Белов, ст. преп.
(ИГЭУ, г. Иваново)

АНАЛИЗ УПРУГО-ПЛАСТИЧЕСКИХ ДЕФОРМАЦИЙ КОНСТРУКЦИИ В ПРОГРАММЕ ANSYS

В работе рассматривается процесс изготовления просечно-вытяжного листа (ПВЛ). ПВЛ производится из низкоуглеродистого стального, оцинкованного стального, алюминиевого, медного, латунного или нержавеющей листового металлопроката. ПВЛ представляет собой металлическое полотно с рифленой поверхностью и равномерно расположенными на этой поверхности ячейками. Ячейки образуют рисунок чешуи, полученный путем просекания и последующей вытяжки участков цельного стального листа-заготовки на специальном прессе.

Чаще всего ПВЛ используется для изготовления настилов и ступеней маршевых лестниц, а также для изготовления крепи при проходческих работах в шахтах, для защиты от падающих камней на крутых склонах, при строительстве дорог и др.

ПВЛ имеет ряд преимуществ – это экономия материала, облегчение конструкции (до 80%), противоскользящие свойства, световая и воздушная проницаемость. Кроме того, ПВЛ не задерживает грязь, мусор и снег. Соблюдение технологии изготовления ПВЛ позволяет сохранять значительные показатели жесткости и несущую способность.

В работе проводится исследование упруго-пластических деформаций и остаточных напряжений, возникающих в ПВЛ в процессе изготовления. Построена модель ячейки ПВЛ (рис. 1), и определены граничные условия. Расчет производится при нагружении в 3 этапа и после нагрузки.



Рис. 1. Твёрдотельная модель ячейки ПВЛ, 1-ый этап нагружения

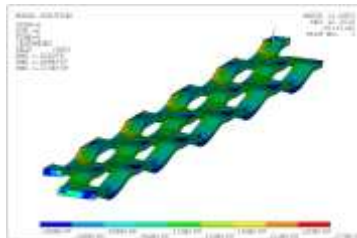


Рис. 2. Поле остаточных эквивалентных напряжений SEQV в ПВЛ, 5 ячеек периодичности

Для эффективного решения контактной задачи применяется программный пакет ANSYS (ANSYS Inc.). [1,2].

Результатами анализа являются поля распределения перемещений, остаточных напряжений (рис. 2) и пластических деформаций в ПВЛ. Эти результаты в дальнейшем можно использовать для оценки качества технологии изготовления ПВЛ

Библиографический список

1. ANSYS для инженеров: Справочное пособие. М.: Машиностроение-1, 2004.
2. Гуров Г.Г., Сабанеев Н.А. Решение контактных задач в среде ANSYS// Энергия 2009: Материалы науч.-техн. конф. студ. и аспирантов./ Ивановский государственный энергетический университет.- Иваново, 2009 – с. 93-94.

*С.А. Белухина, студ.; И.А. Белов, ст. преп.
(ИГЭУ, г. Иваново)*

РАСЧЕТ УЗЛА «ОСЬ-ПОДШИПНИК» В ПРОГРАММЕ ANSYS

Узел «ось-подшипник» широко применяется в оборудовании различного назначения, поэтому обеспечение его надежной работы является актуальной задачей.

В работе приводится аналитический расчет напряжений методами сопротивления материалов и расчет в программе ANSYS (ANSYS Inc.). Целью данной работы является определение допустимой нагрузки на исследуемый узел и сравнение результатов аналитического и численного расчетов.

Основными этапами аналитического расчета являются выбор расчетной схемы узла с усилиями в виде распределенных нагрузок или сосредоточенных сил (рис.1), построение эпюр изгибающих момен-

тов, определение максимальной нагрузки из условия отсутствия пластической деформации оси.

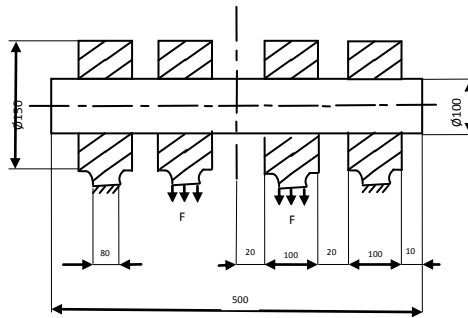


Рис. 1. Расчетная схема узла

При решении той же задачи численным методом с помощью программного комплекса ANSYS выполняются 4 этапа: построение трехмерной твердотельной модели узла «ось - подшипник», создание конечно-элементной сетки, решение контактной задачи с постепенным увеличением нагрузки, определение максимальной нагрузки из условия статической прочности [1-3].

Для расчетов приняты следующие характеристики материала оси: сталь 45, термообработка – нормализация, предел текучести материала $\sigma_T = 290$ МПа, модуль Юнга $E = 2 \cdot 10^{11}$ Па, коэффициент Пуассона $\nu = 0.3$. Принят коэффициент запаса $[n]=1,5$.

В результате проведенных расчетов получены следующие значения допустимой нагрузки на исследуемый узел: 158 кН для схемы с распределенной нагрузкой и 947 кН для схемы со средоточенными силами в аналитическом расчете, и 312 кН в численном расчете в программе ANSYS (рис. 2).

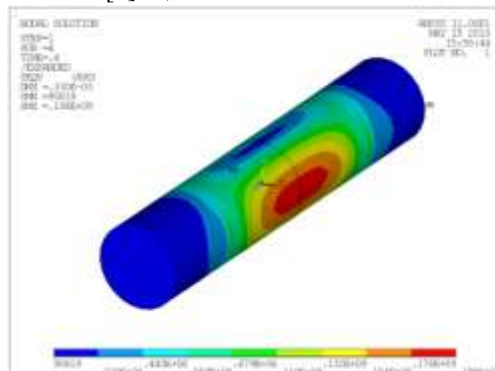


Рис. 2. Поле остаточных эквивалентных напряжений

Результаты расчетов показывают, что в аналитическом методе при выборе схемы с распределенной нагрузкой значение допускаемой нагрузки получается заниженным, а при нагружении в виде сосредоточенных сил – завышенным.

Библиографический список

1. **Зенкевич О.** Метод конечных элементов в технике. Пер. с англ. М.: Мир, 1975.
2. **Басов К.А.** ANSYS: справочник пользователя. – М.: ДМК Пресс, 2005. – 640 с.
3. **Ноздрин М.А., Шептунов Б.В.** Моделирование технологиигиба металла//Состояние и перспективы развития энерготехнологий. Тез. докл. междунар. научно-техн. конф. XIV Бенардосовские чтения. – Иваново: ИГЭУ, 2007 – т.2, с.105.

*И.А. Еремченко, студ.; И.А. Белов, ст. преп.
(ИГЭУ, г. Иваново)*

ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ БЕТОНОВОДА С ДЕФЕКТОМ

Проведено обследование исследуемого образца бетоновода по параметрам износа и дефектов, получены данные по устройству и нагрузкам. Исследуется движение бетона марок М-350, М-400, под давлением 20-30 атм. внутри бетоновода.

Рассматривается плоское деформированное упругопластическое состояние трубы сечением 125 мм и толщиной стенки 3 мм, находящейся под действием внутреннего давления (рис.1).

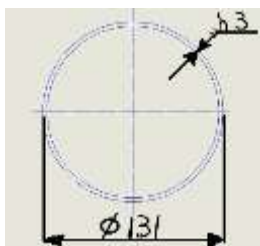


Рис. 1. Общая схема исследуемого образца

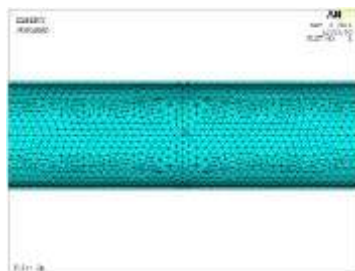


Рис. 2. Конечноэлементная модель турбы с дефектом

Получено решение двух задач, различие которых заключается в первоначальном виде трубы. Первый случай – труба, нагружаемая постепенно движущимся бетоном, не имеет дефектов, т.е. практически имеет идеальную форму. Второй случай – труба с изначально заданным дефектом (рис. 2).

В программной среде Solid Works строится 3D модель трубы с местным дефектом (изношенность стенки, уменьшение ее толщины в 2-2,5 раза от начальной толщины) и импортируется в программную среду ANSYS (ANSYS Inc.) [1].

Задаются - нагрузки в виде внутреннего распределенного давления. Проводится расчет напряжений и деформаций. Получена диаграмма напряжений стенок трубы, их деформации.

Проводится прочностная оценка полученных результатов [2], на основе которой можно составить рекомендации, когда и с какой частотой следует проводить проверки бетоноводов на предмет износа, предотвращая их разрушение во время рабочего процесса. Возможна разработка рекомендаций по эксплуатации бетоноводов с исключением случаев непредвиденных аварий.

Библиографический список

1. **Басов К.А.** ANSYS. Справочник пользователя., М., изд-во «ДМК», 2005.
2. **Феодосьев В.И.** Сопротивление материалов. М., изд-во МГТУ имени Н.Э.Баумана, 1978.

*С.А. Белухина, студ.; И.А. Белов, ст. преп.;
Н.А. Сабанеев, ст. преп.; Л.Б. Маслов, д.ф.-м.н., доц.
(ИГЭУ, г. Иваново)*

КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНЫЙ АНАЛИЗ СТАТИЧЕСКОЙ ПРОЧНОСТИ НАВЕСНОГО ОБОРУДОВАНИЯ ДОРОЖНО- СТРОИТЕЛЬНОЙ ТЕХНИКИ

Исследование проблем контактного взаимодействия в механике сплошных сред представляет важную задачу науки и техники, от решения которой во многом зависят успехи в машиностроении, строительстве, электронике, неразрушающем контроле изделий и материалов и в других областях человеческой деятельности. Контактные задачи являются центральными в механике деформируемого твердого тела, так как контакт – это основной метод приложения нагрузок к деформируемому телу, кроме того, концентрация напряжений в зоне контакта часто инициирует разрушение материала. Контактные задачи, с которыми приходится сталкиваться в настоящее время, не всегда поддаются аналитическому решению. Очень часто истинная контактная зона не известна. В зависимости от нагрузок, свойств материала, граничных условий и других факторов, поверхности могут входить в контакт друг с другом, а также внезапно из него выходить. В дополнение к этому во многих задачах нужно учитывать трение. Описать все эти факторы в

уравнениях при аналитическом расчете практически невозможно. Поэтому все большее развитие получают численные методы.

Значительными возможностями моделирования и решения контактных задач обладает программный комплекс ANSYS (ANSYS Inc.), основанный на методе конечных элементов. Численное решение задачи с учетом контактного взаимодействия рассматривалось на примере грузоподъемных вилок (рис.1), используемых в виде навесного оборудования дорожно - строительной техники. Габаритные размеры конструкции: $2205 \times 1624 \times 2240$ мм.

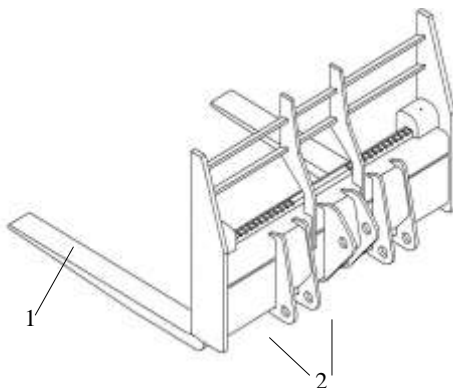


Рис.1. Чертеж модели грузоподъемных вилок: 1 – вилка; 2 – проушины

В процессе решения выполнялись три базовые стадии: создание геометрической модели объекта, пригодной для метода конечных элементов; твердотельное построение качественной конечно-элементной сетки; выбор типа инженерного анализа, задание необходимых характеристик материала, граничных условий и численный анализ задачи.

Геометрическая модель была создана в программе трехмерного моделирования КОМПАС-3D (ЗАО АСКОН), а затем импортирована в вычислительный комплекс ANSYS (ANSYS Inc.). В качестве конечных элементов использовались 8-узловой шестисторонний (гексаэдр) и 10-узловой четырехсторонний (тетраэдр) элементы, имеющие три степени свободы в каждом узле (перемещения в направлении осей X, Y и Z).

Конечно-элементная модель (рис. 2) геометрически разделялась на 2 симметричные части, а на границе раздела задавалось условие симметрии. Это позволило уменьшить количество конечных элементов до 21901 и узлов модели до 30108, а, следовательно, оптимизировать процесс расчета.

Условия контакта задавались на внутренней стороне вила и на отверстиях в проушинах. Для этого выделялись взаимодействующие поверхности - контактные пары. В каждой паре выделялись два элемента: собственно контактные (contact) и целевые (target). Они отличаются друг от друга своей ролью в алгоритме решения контактной задачи. Контактные элементы не могут проникать сквозь целевые, тогда как целевые могут проникать через контактные. Программный комплекс ANSYS (ANSYS Inc.) позволяет моделировать три вида контакта: «узел-узел», «узел-поверхность» и «поверхность-поверхность». Причем каждый тип модели использует особый набор контактных элементов.

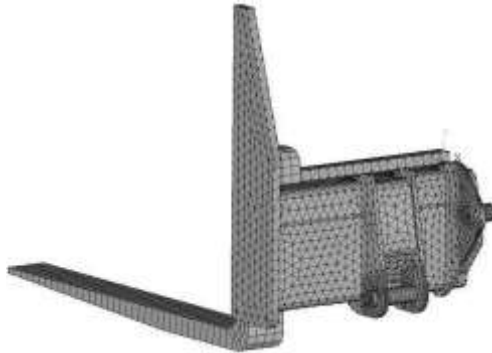


Рис. 2. Конечно-элементная модель исследуемой конструкции

В модели грузоподъемных вила использовался вид контакта «поверхность-поверхность», где поверхности роликов в проушинах и балок были целевыми, а поверхности отверстий в проушинах и задней стороны вила – контактными. Для достоверности расчета учитывался коэффициент трения в зоне контакта $f = 0,1$.

Нагрузка в 100 кН (по 50 кН на каждую сторону) равномерно распределялась на подъемную часть вила, а на боковые поверхности роликов в проушинах накладывалось условие жесткой заделки.

Задача решалась в предположении линейного поведения материала. Параметры принимались следующими: модуль Юнга $E = 2 \cdot 10^5$ МПа, коэффициент Пуассона $\nu = 0,3$, предел текучести материала $\sigma_T = 300$ МПа.

В результате расчета получены поля распределения перемещений и напряжений (рис. 3-4). Максимальное перемещение возникает на конце вила и составляет 38 мм. Максимальные эквивалентные напряжения по Мизесу сосредоточены вокруг отверстий в проушинах и составляют 289 МПа. Наибольшие напряжения на вилле локализируются в области

перехода от горизонтального к вертикальному участку и не превышают 193 МПа.

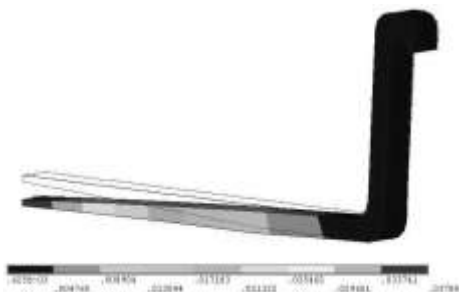


Рис.3. Наибольшие перемещения точек конструкции (м)



Рис.4. Распределение эквивалентных напряжений в области контакта (Па)

Полученные результаты численного моделирования имеют хорошее совпадение с экспериментальными данными. Получить высокую точность решения аналитическим путем практически невозможно. Это говорит о целесообразности применения предложенного конечно-элементного алгоритма расчета для прочностной оценки различных видов конструкций.

Библиографический список

1. Александров В.М., Чебаков М.И. Введение в механику контактных взаимодействий. – Ростов-на-Дону: Изд-во ООО «ЦВВР», 2007. – 114 с.
2. Аргатов И.И., Дмитриев Н.Н. Основы теории упругого дискретного контакта: Учебное пособие. – СПб.: Политехника, 2003. – 233 с.: ил.
3. Чигарев А.В., Кравчук А.С., Смалюк А.Ф. ANSYS для инженеров: Справ. Пособие. М.: Машиностроение-1, 2004. 512 с.
4. Басов К.А. ANSYS: справочник пользователя. – М.: ДМК Пресс, 2005. – 640 с., ил.
5. Каплун А.Б., Морозов Е.М., Олферьева М.А. ANSYS в руках инженера: Практическое руководство. – М.: Едиториал УРСС, 2003. – 272 с.

*И.А. Палилов, магистрант; В.Н. Караулов, к.т.н., доц.
(ИГЭУ, г. Иваново)*

МОДЕЛИРОВАНИЕ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В АСИНХРОННОМ ДВИГАТЕЛЕ С МАССИВНЫМ РОТОРОМ С ПОМОЩЬЮ СИСТЕМЫ ANSYS MAXWELL

Благодаря развитию вычислительной техники сфера применения вычислительных методов быстро расширяется. Одно из лидирующих мест занимает метод конечных элементов (МКЭ). Первоначально ориентированный на решение задач прочности, МКЭ все активнее используется и в других областях исследований, в частности, для решения задач, связанных с распространением электромагнитных волн в различных средах [1]. К этому классу задач можно отнести задачу моделирования электромеханических процессов в электрических машинах. Полевые модели дают более полное представление о процессах, происходящих при электромеханическом преобразовании энергии, позволяют учесть нелинейность материалов, двустороннюю зубчатость магнитопровода, движение ротора, несимметрию питающего напряжения, индуцированные вихревые токи, потери в проводниках и в стали. Такими возможностями обладают современные программы моделирования электромеханических процессов в преобразователях энергии. Задача пуска асинхронной машины с массивным ротором бала рассмотрена в пакете ANSYS Maxwell 15.0.

В большинстве задач достаточно рассмотрения плоскопараллельной модели поля. При этом электромагнитное поле в торцевых частях машины должно учитываться с помощью цепных моделей фаз статора (рис. 1).

Полевая модель активной зоны машины, электромагнитный момент, действующий на ротор, уравнение движения ротора и цепные модели фаз должны рассчитываться совместно.

Представленный подход был использован для моделирования электромеханических процессов

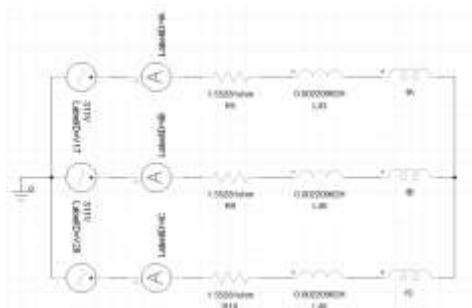


Рис. 1. Цепная модель фаз статора асинхронной машины в ANSYS Maxwell

в асинхронном двигателе с массивным ротором (АД с МФР), спроектированным на основе двигателя с короткозамкнутым ротором (мощность 3 кВт, синхронная частота вращения 3000 об/мин) [2].

На рис. 2 показано распределение

магнитного поля по поперечному сечению активной зоны машины в один из моментов времени - плотности тока в роторе, магнитного векторного потенциала, которое могут служить исходными данными, например, для расчета теплового состояния двигателя. Совместный с полевым расчет цепной модели фаз дает токи переходного процесса при пуске двигателя (рис. 3). Легко оценивается время пуска, можно оценить затраты энергии во время пуска. Заметно, что при пуске имеет место резкая несимметрия токов фаз. В одной из фаз наблюдается ударное значение тока.

По распределению индукции и плотности тока в роторе рассчитывается электромагнитный момент двигателя (рис 4). Электромагнитный момент не имеет сильных колебаний, что говорит об относительно слабом обратном поле при пуске. Решение уравнения баланса моментов дает кривую разгона двигателя (рис. 5).

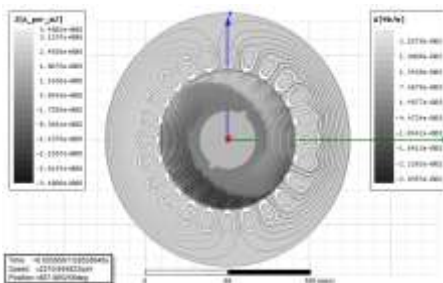


Рис. 2. Распределение магнитного поля по поперечному сечению активной зоны машины в один из моментов времени

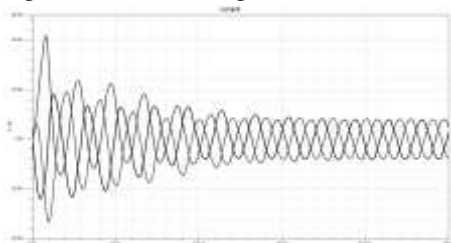


Рис. 3. Токи переходного процесса пуска

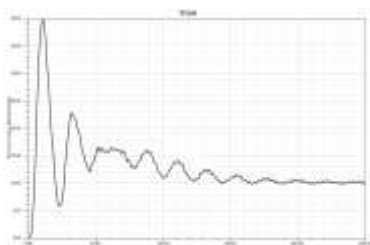


Рис. 4. Электромагнитный момент АД с МФР в переходном процессе пуска

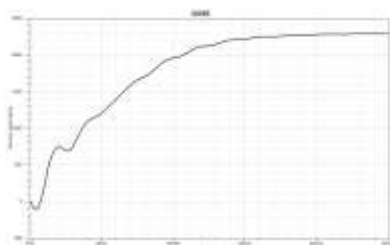


Рис. 5. Кривая разгона АД с МФР

Таким образом, с помощью пакета ANSYS Maxell решена задача динамики пуска асинхронного двигателя с массивным ротором. Расчёты позволяют оценить затраты энергии при пуске двигателя; перегревы обмоток и магнитопровода; возможность запуска при различном характере механической нагрузки; позволяют анализировать работу двигателя в пусковых и установившихся режимах при несимметрии и несинусоидальности питающего напряжения (питание двигателя от преобразователя частоты).

Библиографический список

1. **Демирчян К.С.**, Чечурин В. Л. Машинные расчеты электромагнитных полей. - М.: Высш. шк., 1986. - 240 с.
2. **Копылов И.П.** Проектирование электрических машин. — М.: Энергия, 1980. 495с.
3. **Караулов В.Н.**, Палилов И.А. Параметрическая модель асинхронного двигателя с массивным ротором в установившихся и переходных режимах. // Вестник ИГЭУ. – Иваново, 2012. - Вып. 4. - С.39-42.

Н.К. Швецов, магистрант; Ю.Б. Казаков, д.т.н., проф.
(ИГЭУ, г. Иваново)

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ЧАСТОТНО-РЕГУЛИРУЕМОГО ТЯГОВОГО АСИНХРОННОГО ДВИГАТЕЛЯ ПУТЕМ РАСЧЕТА ЭЛЕКТРОМАГНИТНОГО ПОЛЯ В СРЕДЕ ANSYS

В современных асинхронных электроприводах регулирование скорости вращения двигателя осуществляется частотным методом при питании его от преобразователя частоты (ПЧ), что позволяет уменьшить потери при регулировании скорости. Требуемая амплитуда и частота сигнала на выходе ПЧ обеспечивается посредством широтно-импульсной модуляции (ШИМ) напряжения. Импульсный сигнал на выходе ПЧ помимо основной гармоники содержит спектр высших гармоник, которые вызывают в двигателе дополнительные потери [1].

Расчет потерь, возникающих при питании асинхронного двигателя от ПЧ с ШИМ напряжения, основывается на разложении формы импульсного сигнала в гармонический ряд, что позволяет учитывать действие каждой гармоники в отдельности. Расчет усложняется наличием зависимости активных и индуктивных параметров асинхронного двигателя от частоты (номера гармоники) питающего напряжения. В целях упрощения принимают, что индуктивные сопротивления пропорциональны номеру гармоники, активные сопротивления обмоток не зависят от частоты в машинах малой мощности (след-

ствии слабого проявления эффекта вытеснения тока в обмотках). С увеличением мощности двигателя, высоты пазов, для токов повышенных частот активные сопротивления обмоток увеличиваются и могут изменяться пропорционально квадратному корню из номера гармоники. В асинхронных двигателях большой мощности, при глубоких пазах, активные сопротивления пропорциональны номеру гармоники [1].

Для определения более точных зависимостей параметров асинхронного двигателя от частоты необходимо прибегать к расчету электромагнитного поля при разных частотах. При помощи пакета Ansys был произведен расчет электромагнитного поля в частотно-регулируемом асинхронном двигателе мощностью 170 кВт на номинальное линейное напряжение 570 В. Двигатель имеет глубину паза ротора 29,5 мм, кратность пускового тока 6,9. Расчет производился на одном полюсном делении (рис. 1).

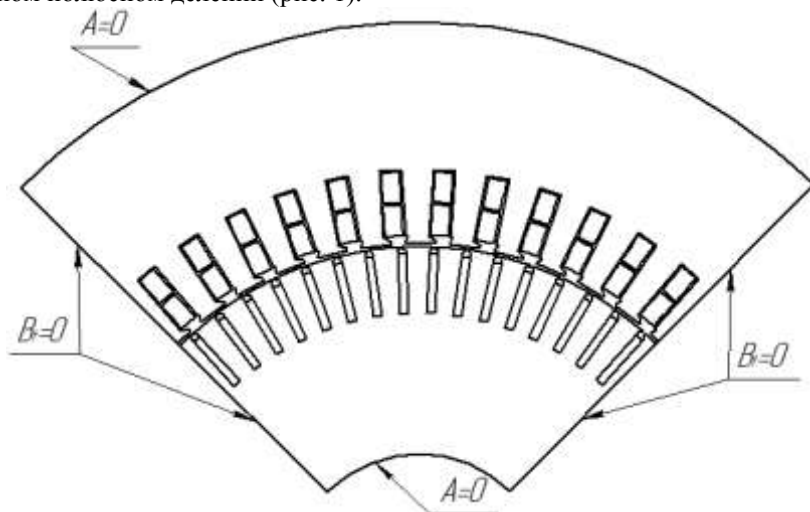


Рис. 1. Полюсное деление двигателя и граничные условия

На внешней границе сердечника статора и внутренней границе сердечника ротора задается нулевое значение векторного потенциала. В силу симметрии на боковых границах полюсного деления приравнивается к нулю тангенциальная составляющая вектора магнитной индукции. В пазах статора уложена трехфазная двухслойная обмотка, с числом пазов на полюс и фазу, равным 4. Токи в стержнях ротора сдвинуты по фазе на угол $360 \cdot p / Z_2 = 11.25^\circ$.

Двухмерная расчетная модель не позволяет в явном виде учитывать шихтованность сердечников статора и ротора. При высоких частотах электромагнитная волна проникает в листы сердечников на глубину, м

$$\Delta = \sqrt{\frac{2 \cdot \rho}{\mu \cdot \omega}}$$

Можно считать, что наведенные в листе стали вихревые токи протекают лишь по поверхности листа, имеющей толщину Δ . Таким образом, эквивалентная электрическая проводимость стали на метр длины шихтованного сердечника уменьшится, и будет являться функцией частоты наведенных токов. Учитывая вышесказанное, можно записать:

$$\gamma_{\text{экв}}(f) = \frac{2}{\delta} \cdot \sqrt{\frac{\gamma}{\mu \cdot \pi \cdot f}},$$

где δ – толщина листа, м; γ – электрическая проводимость стали постоянному току, См/м; μ – магнитная проницаемость стали, f – частота наведенного вихревого тока.

На рис. 2 приведена картина поля (линии равного векторного потенциала и карта плотностей тока) в расчетной области при номинальной частоте питающего напряжения рассматриваемого двигателя $f=43$ Гц.

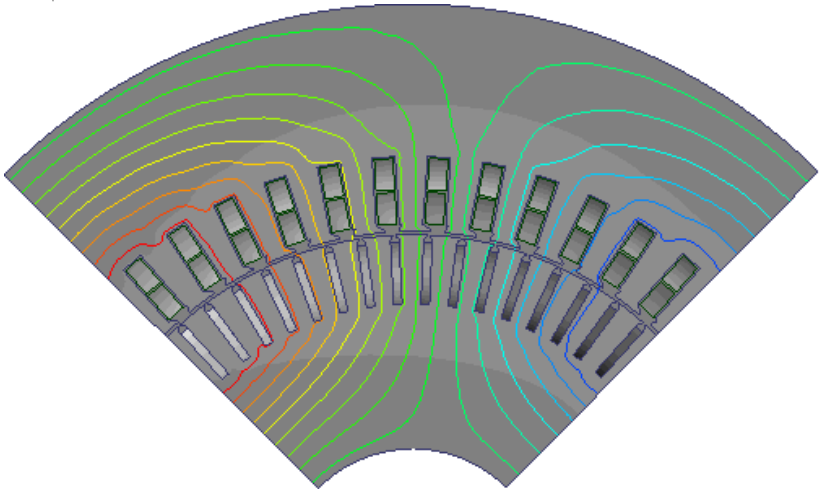


Рис. 2. Картина поля на полюсном делении асинхронного двигателя

На рис. 3 приведены графики зависимостей активного сопротивления и собственной индуктивности стержня беличьей клетки ротора в функции частоты питающего напряжения.

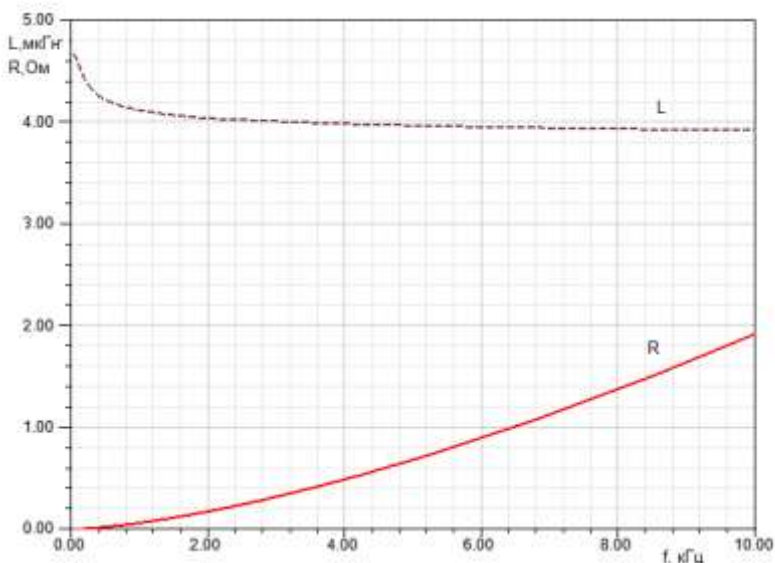


Рис. 3. Зависимость активного сопротивления и собственной индуктивности стержня обмотки ротора от частоты

Из рисунка видно, что зависимости имеют нелинейный характер. Увеличение активного сопротивления обусловлено действием эффекта вытеснения тока, причем степень увеличения зависит от глубины паза. Снижение индуктивности незначительно, в наибольшей степени проявляется в зоне низких частот (<1 кГц). Данные зависимости позволяют более точно учитывать изменение параметров двигателя от частоты при расчете дополнительных потерь.

Библиографический список

1. Казаков Ю.Б., Андреев В.А., Сухинин В.П. Энергоэффективность асинхронных двигателей при вариациях режимных и конструктивных параметров/ Под общ. ред. Ю.Б. Казакова/ ФГБОУ ВПО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина». – Иваново, 2012. – 132 с.

*С.А. Молчанов, студ., С.А. Нестеров, инж.,
Н.А. Морозов, к.т.н., доц.
(ИГЭУ, г. Иваново)*

МОДЕЛИРОВАНИЕ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ЭЛЕКТРОМАГНИТНОГО ПОЛЯ МАГНИТОЖИДКОСТНОГО ДЕМПФЕРА С ПОМОЩЬЮ СИСТЕМЫ ANSYS MAXWELL

В эпоху бурного роста производства всё чаще возникает необходимость использования виброзащитных средств в динамических процессах. Наиболее широкое распространение получили гидравлические демпферы, диссипация энергии в которых происходит при движении жидкости через различные каналы и перепускные клапаны. Управление силовой характеристики гидравлических демпферов производится при помощи сложной механической системы, изменяющей размер дроселирующих отверстий и величину давления в жидкости, необходимого для открытия дополнительных перепускных клапанов.

Магнитная жидкость (МЖ) обладает текучестью и магнитными свойствами, что позволяет создавать управляемые демпфирующие устройства. МЖ – это коллоидный раствор, способный менять свою структуру и вязкость под воздействием магнитного поля. Для получения стабильных рабочих характеристик демпфирующего устройства МЖ должна иметь высокую седиментационную устойчивость в гравитационных и градиентных магнитных полях.

Управление силовой характеристикой демпфера осуществляется изменением в рабочих зазорах магнитного поля, воздействующего на протекающую в зазорах МЖ. В качестве объекта исследования выбран прямоходовой магнитожидкостный демпфер (МЖД) с размещёнными в поршне катушками управления. В ходе работы выполнено моделирование в системе ANSYS Maxwell магнитной системы демпфера при применении для изготовления цилиндрического корпуса устройства магнитного и немагнитного материала и проведён анализ полученных результатов.

Была создана объемная модель демпфера, с заданными свойствами всех элементов магнитной цепи, и задано сечение для получения картины магнитного поля. Данная модель была помещена в вакуум для обозначения граничных условий. На рис. 1 показана модель демпфера, состоящая из дисковых полюсов 1, катушки управления 2, штока 3 и корпуса 4. Заполненный МЖ зазор δ разделяет поршень и корпус демпфера. Магнитный поток создаётся заданием тока в катушке управления. Свойства элементов задавались в соответствии с кривыми намагничивания стали (Ст3), магнитной жидкости (МЖ С2-40М). Маг-

нитная проницаемость немагнитных элементов принималась равной 1; на границе области задавалось условие - значение векторного магнитного потенциала равно 0.

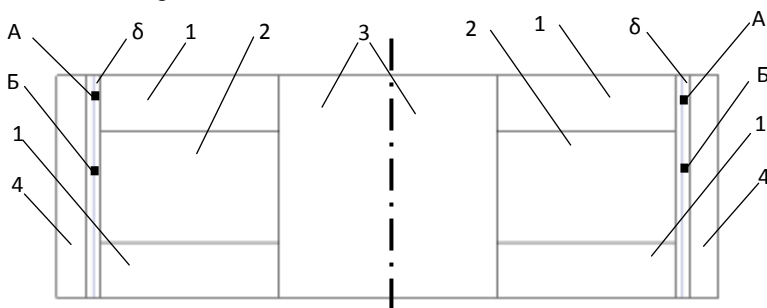


Рис. 1. Поперечное сечение модели магнитожидкостного демпфера:
1 – диски; 2 – катушка; 3 – шток; 4 – корпус

При моделировании было создано три изменяющихся параметра:

1. Значение тока в катушках управления от 100 до 700 А с шагом 100 А;
2. Величина зазора от 0.5 до 2 мм с шагом 0.5 мм;
3. Положение оси поршня от положения оси демпфера (эксцентриситет) в 4 точках с равным шагом.

Благодаря возможностям программы изменение параметров и перестроение геометрии модели происходило во время расчёта автоматически, без участия пользователя. Это позволило значительно сократить время, затраченное для сбора необходимых результатов, так как:

- при изменении тока в катушке управления расчётная сетка не перестраивалась;
- при изменении геометрических параметров системы (увеличение зазора, сдвиг поршня с оси корпуса) отпадала необходимость в задании начальных и граничных условий.

Из характера распределения магнитного потока при магнитном и немагнитном корпусе (рис. 2) видно, что при магнитном материале корпуса (левая сторона рисунка) основная часть магнитного потока замыкается через зазор между полюсом и корпусом (точка А) и практически не заходит в область рабочего зазора между катушкой и корпусом (точка Б). Это является следствием относительно низкой, по сравнению со сталью, магнитной проницаемостью МЖ. При немагнитном корпусе наблюдается увеличение концентрации магнитного потока в зазоре с МЖ, но напряженность магнитного поля имеет тот же порядок, что и в немагнитном корпусе.

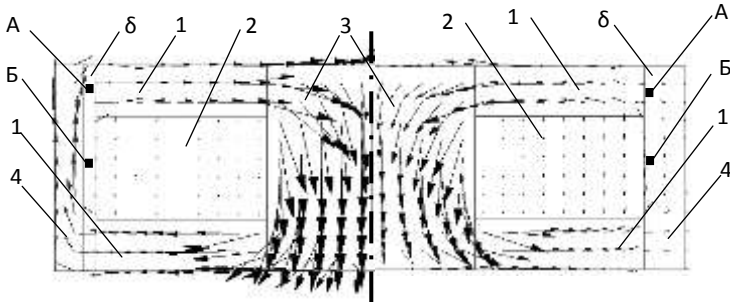


Рис. 2. Распределение магнитного потока в системе при магнитном (слева) и немагнитном (справа) материале корпуса: 1 – диски; 2 – катушка; 3 – шток; 4 – корпус

Моделирование эксцентриситета показывает явное перераспределение магнитного поля при смещении поршня относительно корпуса (рис. 3). Магнитное поле резко растёт при уменьшении зазора, но мало изменяется в увеличивающейся части зазора. Увеличение магнитного поля в области малого зазора создаёт силу одностороннего магнитного тяжения (рис. 4), которая растёт по мере роста намагничивающей силы катушек управления и относительного эксцентриситета e поршня относительно корпуса.

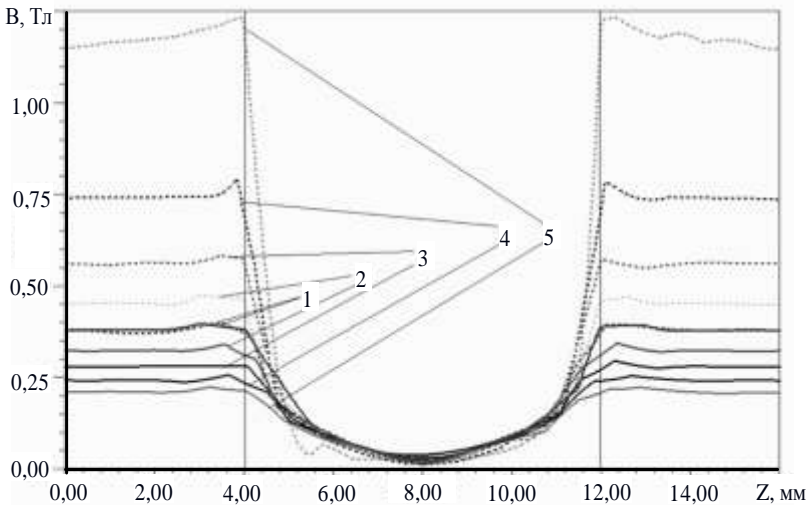


Рис. 3. Распределение магнитного поля в максимальном зазоре (сплошная линия) и минимальном зазоре (пунктирная линия) при разных эксцентриситетах: 1 – $e = 0$; 2 – $e = 0,2$; 3 – $e = 0,4$; 4 – $e = 0,6$; 5 – $e = 0,8$; намагничивающая сила 700 А

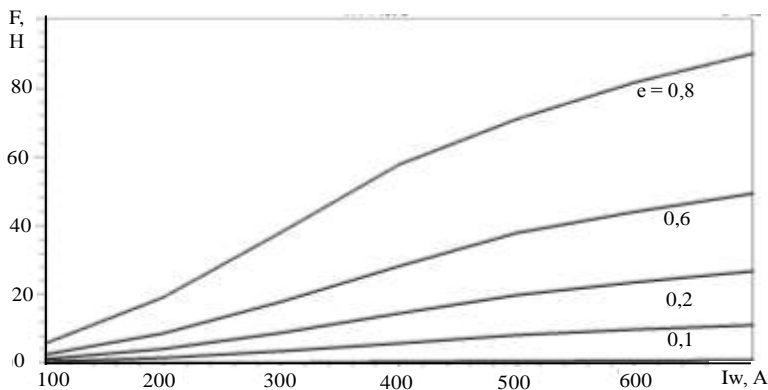


Рис. 4. Зависимость силы одностороннего магнитного тяжения от намагничивающей силы катушки при разных значениях относительного эксцентриситета

Магнитное тяжение опасно перекосом штока, возможными задирами поверхности рабочего цилиндра, быстрым износом герметизирующих сальников. Если обеспечить отсутствие эксцентриситета более 0,2, то силы одностороннего тяжения будут малы и их можно не учитывать при расчёте МЖД.

Несмотря на заметное снижение магнитной индукции в рабочем зазоре конструкции магнитожидкостного демпфера с немагнитным корпусом нельзя окончательно исключить из рассмотрения. Основным преимуществом конструкции с немагнитным корпусом является возникающая опорная сила, центрирующая поршень относительно корпуса, величину которой можно оценить выражением [1].

$$F_H = \mu_0 M_s H_m S, \quad (1)$$

где F_H – несущая сила опоры; μ_0 – магнитная проницаемость вакуума; M_s – намагниченность насыщения МЖ; H_m – максимальное значение напряженности магнитного поля на поверхности немагнитного тела; S – площадь опоры в плоскости, перпендикулярной опорной силе.

Работа выполнена при финансовой поддержке РФФИ (грант №12-08-97516)

Библиографический список

1. Морозов Н.А., Казаков Ю.Б. Нанодисперсные магнитные жидкости в технике и технологиях / ФГБОУ ВПО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина». – Иваново, 2011.

*Д.С. Корнилов, асп.; Ю.Б. Казаков, д.т.н., проф.;
В.П. Шишкин, к.т.н., проф.
(ИГЭУ, г. Иваново)*

РАСЧЁТ ТРЕХМЕРНОГО МАГНИТНОГО ПОЛЯ В ТОРЦЕВОМ МАГНИТОЭЛЕКТРИЧЕСКОМ ГЕНЕРАТОРЕ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ПРОГРАММНОЙ ПЛАТФОРМЫ ANSYS WORKBENCH

Разрабатываемый торцевой беспазовый генератор с возбуждением от постоянных магнитов может быть использован в автономных источниках питания малой мощности (от 500 Вт до 10 кВт). [1]. Отличительными особенностями данной конструкции являются её простота и надёжность. Отказ от пазов значительно упрощает и удешевляет процесс изготовления магнитопровода статора, решает проблему шума и вибраций при работе генератора, позволяет уменьшить момент страгивания (стартовый момент) и снизить индуктивные сопротивления обмоток.

Ввиду оригинальности конструкции генератора его математическое описание и методика проектирования несовершенны, к ней не всегда применимы имеющиеся разработки в области торцевых машин. В настоящее время рассчитано тепловое поле и поле скоростей воздуха в генераторе, следующий этап - расчёт распределения магнитного поля в активных и конструктивных элементах машины с последующей её оптимизацией. Цель оптимизации – уменьшение стоимости, массогабаритных показателей при улучшении энергетических показателей.

Первоочередной задачей при расчёте электромеханических преобразователей энергии является определение картины магнитного поля в активных частях машины. Это необходимо для расчета рабочего магнитного потока и потоков рассеяния, индуктивных проводимостей рассеяния обмоток. В исследуемом генераторе торцевой конструкции электромагнитный расчёт осложняется тем, что поле в нем трехмерное, и приближенные расчеты методом магнитных цепей или решение конечно-элементных задач в плоскопараллельной постановке недостаточно достоверны.

Для решения задачи распределения магнитного поля выбрано одно полюсное деление половины машины. Распределение магнитного поля в остальных областях машины можно при необходимости получить путем отображения полученного решения согласно принципам симметрии (относительно плоскости, проходящей через нейтральное сече-

ние сердечника статора) и периодичности (относительно плоскости, разделяющей соседние полюсные деления машины).

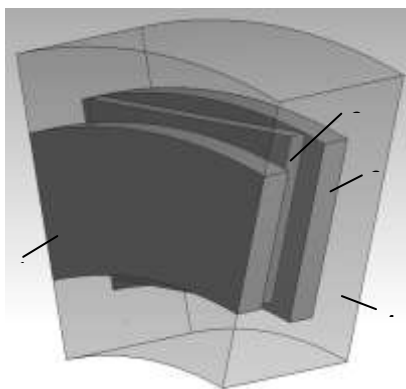


Рис.1. Расчётная область:

1 – сталь статора, 2 – сталь ротора, 3 – постоянный магнит, 4 – воздух

Наиболее простой задачей является расчет режима холостого хода, когда ток в обмотке якоря отсутствует и реакции якоря нет. В этом случае область, занятая обмоткой, считается заполненной воздухом, как и рабочий зазор машины. Расчетная область (рис. 1) имеет форму сектора кольца и состоит из четырех подобластей: сталь статора, сталь ротора, постоянный магнит трапецеидальной формы (источник магнитного поля) и воздух.

Для решения задачи в программной платформе ANSYS Workbench выбран модуль Magnetostatic. В разделе "Engineering Data" заданы свойства материалов: "Воздух" (изотропная относительная магнитная проницаемость равна 1), "Сталь 2211", "Сталь 3" (заданы кривые намагничённости сталей), и "Магнит NdFeB" (задана кривая размагничивания магнита по двум точкам – остаточной намагничённости и коэрцитивной силе данной марки магнита). В разделе "Geometry" в проект импортирована трехмерная модель, созданная в среде SolidWorks, задано соответствие тел и материалов. В разделе "Model" созданы локальные координатные системы, заданы граничные условия периодичности и симметричности, сгенерирована расчётная сетка. В разделе "Setup" заданы настройки расчёта, задано граничное условие нулевого магнитного потока на внешней поверхности окружающего воздуха. В результате решения задачи в разделе "Solution" получено распределение магнитного поля в исследуемой области. На рис. 2 изображено

распределение магнитной индукции на поверхности твердых тел: сердечника статора, сердечника ротора и постоянного магнита.

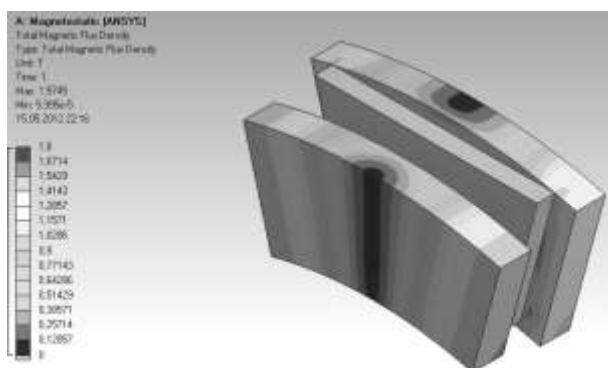


Рис. 2. Распределение магнитной индукции на поверхности твердых тел

Полученные результаты моделирования будут использованы при создании математической модели торцевого генератора на постоянных магнитах, которая позволит быстро и достаточно точно рассчитать распределение магнитного поля в машине без создания трехмерных моделей и без использования метода конечных элементов.

Библиографический список

1. **Шишкин В. П.** Автоматизированное проектирование торцевых магнитоэлектрических генераторов переменного тока: Учеб. пособие / ГОУ ВПО "ИГЭУ им. В.И. Ленина". Иваново, 2006. 68 с.

*И. Пайков, магистрант; А.И. Тихонов д.т.н. проф.
(ИГЭУ, г. Иваново)*

РАЗРАБОТКА ПОЛЕВОЙ МОДЕЛИ СИЛОВОГО ТРАНСФОРМАТОРА В СРЕДЕ MAXWELL

Одним из наиболее востребованных технических устройств, работающих в энергосистемах, являются силовые трансформаторы, суммарная установленная мощность которых в 5-6 раз превышает генераторную мощность. Поэтому одним из перспективных направлений развития энергетики является повышение надежности трансформаторного оборудования и снижение затрат на его эксплуатацию. Это предъявляет повышенные требования к системам проектирования дан-

ных устройств, в частности, к точности, универсальности и быстродействию математических моделей, заложенных в основу САПР.

Ввиду определяющей роли магнитного поля в процессах преобразования энергии в трансформаторах для поиска новых технических решений используются численные полевые модели, позволяющие учесть влияние особенностей магнитной системы на характеристики проектируемого устройства. Так как надежность трансформатора во многом зависит от его устойчивости к ударным токовым нагрузкам, которые могут возникать в аварийных режимах, например при коротких замыканиях, то важное значение имеют динамические модели электромагнитных процессов. Расчет нестационарного электромагнитного поля, который обеспечивает решение подобных задач, до сих пор остается одной из наиболее трудоемких задач компьютерного моделирования. Кроме того, успех проектирования во многом зависит от точности тепловых расчетов, так как именно тепловое состояние определяет как надежность работы трансформатора, так и его срок службы.

В настоящее время лидером в области создания систем инженерных расчетов, опирающихся на моделирование физических полей в технических системах, является система ANSYS, позволяющая решить весь спектр обозначенных задач. Одной из специфических реализаций ANSYS является пакет Maxwell, специализированный на решении задач расчета электромеханических преобразователей энергии, в частности аппаратов, основанных на индукционном принципе, таких как трансформаторы. Здесь можно формулировать и решать не только задачи расчета физических полей, в том числе и нестационарных, но и комбинированные задачи, совмещающие в себе расчет физических полей и электрических цепей, в которые включены обмотки электротехнических устройств.

Особенность расчета трансформаторов состоит в том, что во многих случаях оно требует использования трехмерных полевых моделей. Поэтому для расчета магнитного поля была создана трехмерная конечно-элементная модель (рис. 1). Результаты расчета данной модели для режима холостого хода приведены на рис. 2. Источниками магнитного поля являются обмотки низкого напряжения. Токи в обмотках заданы из условия симметричной системы токов для произвольно выбранного момента времени. По результатам расчета были определены величины основного магнитного потока и потока поля рассеяния.

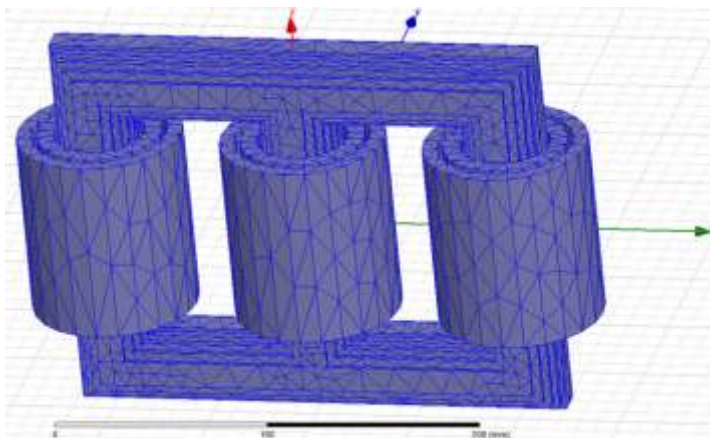


Рис. 1. Трехмерная конечно-элементная модель магнитного поля силового трансформатора

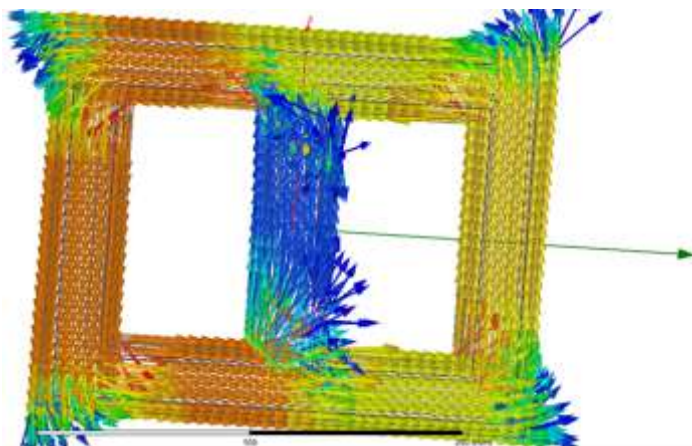


Рис. 2. Результаты расчета трехмерной конечно-элементной модели магнитного поля силового трансформатора

Главным недостатком трехмерной модели магнитного поля является большое время расчета. Поэтому для расчета динамического режима работы трансформатора трехмерная модель не годится, так как задача расчета поля в этом случае решается многократно в цикле интегрирования по времени. Для решения динамических полевых задач была создана двухмерная модель (рис. 3, 4).

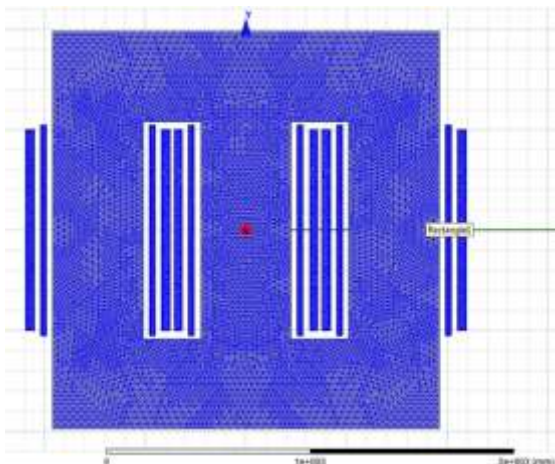


Рис. 3. Двухмерная конечно-элементная модель магнитного поля силового трансформатора

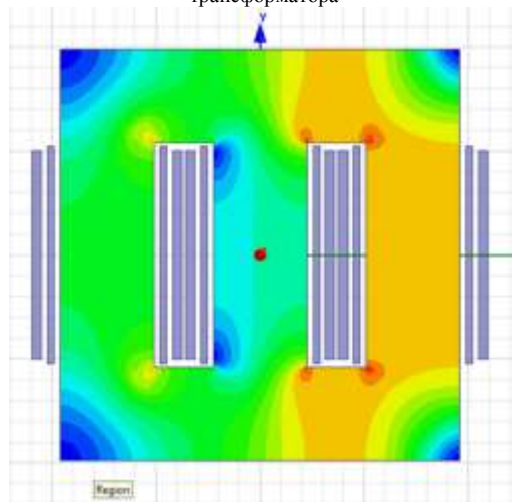


Рис. 4. Результаты расчета двухмерной конечно-элементной модели магнитного поля силового трансформатора

Расчет динамической модели осуществлялся на примере решения задачи включения силового трансформатора на холостом ходу (рис. 5). Этот режим является довольно ответственным, так как при неудачном моменте времени включения бросок тока в одной из фаз может привести к срабатыванию защитной аппаратуры. Задача решалась с учетом

нелинейности кривой намагничивания, что приводит к несинусоидальности тока холостого хода (см. рис. 5).

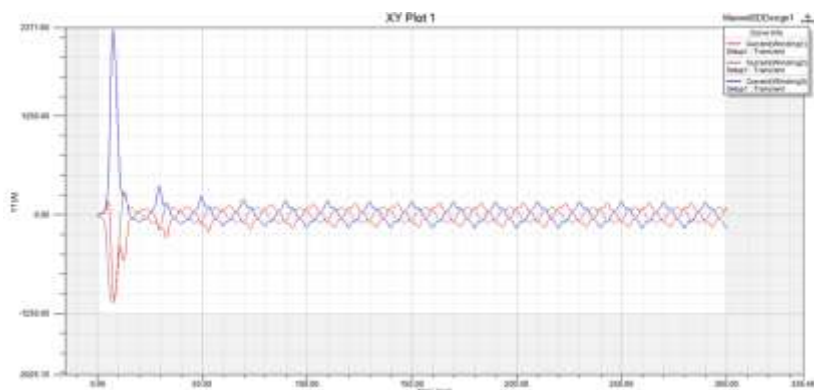


Рис. 5. Результаты расчета изменения во времени токов в обмотках низшего напряжения при включении трансформатора на холостом ходу

Аналогичным образом может быть смоделирован аварийный режим короткого замыкания (КЗ) и вычислены электродинамические усилия, действующие на обмотки при ударном токе КЗ.

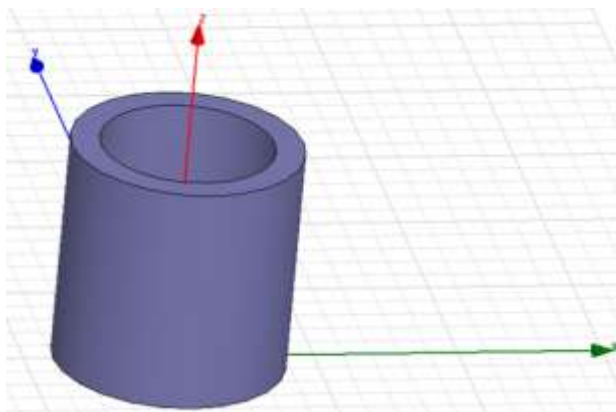


Рис. 6. Тепловая модель обмотки трансформатора

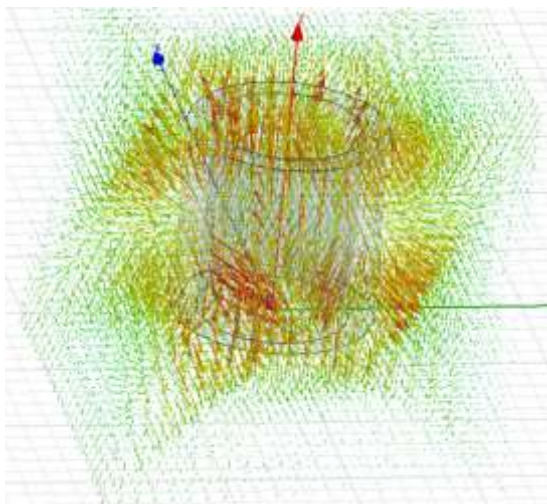


Рис. 7. Результаты расчета тепловой модели обмотки трансформатора

Важное значение при проектировании трансформатора имеет тепловой расчет при выбранной системе охлаждения. Точность теплового расчета, выполненного по традиционным инженерным методикам, обычно оказывается недостаточной для современного производства, ориентированного на оптимизацию решений. Наличие в системе моделирования возможности решать комбинированные задачи существенно упрощает процесс проектирования.

В качестве примера на рис. 6 и 7 приведена тепловая модель обмотки трансформатора и результаты ее расчета. В качестве источников теплового поля задавались теплотери в обмотках, рассчитанные по инженерной методике. На рис. 7 показаны конвективные потоки воздуха, омывающие обмотку сухого трансформатора. Магнитопровод в модели не присутствует, так как он мало влияет на охлаждение обмотки, зато существенно усложняет модель. Более точные модели могут учитывать наличие охлаждающих каналов в обмотке, а также наличие клиньев между концентриками.

Таким образом, несмотря на то, что современное проектирование до сих пор во многом опирается на упрощенные инженерные методики расчета и поиска оптимального решения, окончательный поверочный расчет сегодня может осуществляться с использованием средств точного полевого моделирования, позволяющего учесть все особенности конструкции спроектированного трансформатора, что существенно снижает затраты на создание опытных образцов продукции.

*Г.А. Родионов, асп.; В.В. Бухмиров, д.т.н., проф.
(ИГЭУ, г. Иваново)*

ПРИМЕНЕНИЕ ANSYS FLUENT ДЛЯ МОДЕЛИРОВАНИЯ ПНЕВМОКАМЕРНОГО НАСОСА

В настоящее время широкое распространение получило математическое моделирование процессов происходящих в сложных промышленных установках. Это связано с тем, что для определения искомых параметров работы оборудования необходимо проводить промышленные и лабораторные эксперименты, что в свою очередь дорого, долго, а иногда и невозможно. Математическое моделирование позволяет снизить затраты на проведение промышленных экспериментов и исключить ошибки проектирования оборудования.

В качестве инструмента для моделирования работы системы пневмотранспорта был выбран программно-вычислительный комплекс Ansys Fluent. Программный пакет Fluent позволяет моделировать работу системы пневмотранспорта с учетом множества факторов: конструкция элементов установки, температура воздуха, скорость воздуха и т.д.

Для моделирования был выбран пневмокамерный насос, т.к. именно при помощи данного элемента и осуществляется транспортировка сыпучего материала. В данной работе мы исследуем камерный насос типа «Монжус», т.к. данный тип пневмонасосов является очень распространенным. Технические характеристики приведены ниже:

- производительность: 40–60 т/час;
- максимальная дальность подачи: 400 метров;
- коэффициент весовой концентрации смеси: до 60 (кг)/(кг воздуха);
- рабочее давление: 4–6 кг/см²;
- расход сжатого воздуха: 5,4...27 м³/мин;
- ёмкость одного монжуса: 1,2 м³;
- среднее время опорожнения одного монжуса: 0,8 мин;

Перемещение сыпучих грузов при помощи пневмокамерных насосов осуществляется по следующему циклу:

- загрузка материала в камеру;
- подача сжатого воздуха в камеру с материалом;
- выгрузка пылевоздушной смеси в систему материалопроводов;
- продувка от остатков сыпучего материала.

При моделировании были рассмотрены только две части цикла: подача сжатого воздуха в камеру и процесс выгрузки материала в мате-

риалопровод, т.к. в эти моменты времени потребляется наибольшее количество энергии.

Построение геометрии пневмокамерного насоса было выполнено в CAD системе AutoCAD 2009 (см. рис. 1).

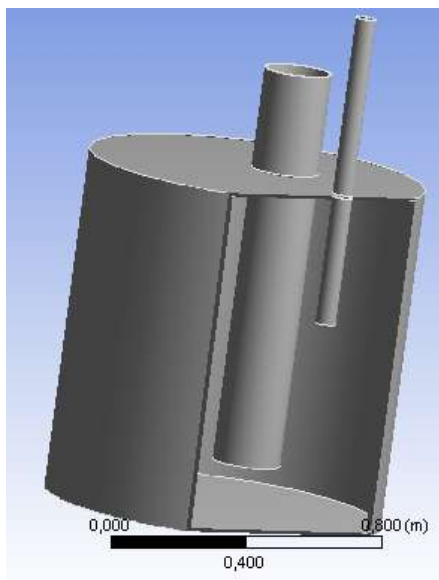


Рис. 1. Геометрическая модель пневмонасоса

Для построения расчетной сетки в Mesh-редакторе была применена функция Fills для всего выделенного объема (By Caps). Применение этого способа позволяет избежать проблем со стыковкой частей геометрической модели и построить расчетную сетку только в области необходимой для моделирования.

После построения геометрии было выполнено построение расчетной сетки (см. рис. 2):

- количество элементов - 516399;
- количество узлов - 93063;
- минимальный размер - 0,09 мм;
- максимальный размер - 0,2 м.



Рис. 2. Расчетная сетка пневмонасosa

Как видно расчетная сетка имеет низкое качество, т.к. минимальный размер элементов превышает размер частиц твердого компонента. Это сделано для увеличения скорости расчета. Однако, для увеличения расчета были включены пристеночные функции (10 слоев).

После построения сетки были выполнены настройки расчетчика: установлен режим расчета нестационарного процесса и выбрана модель Эйлера с подключением модуля дисперсных частиц. В качестве модели турбулентности была выбрана k-ε. Далее были заданы граничные условия:

- расход воздуха: 5-7 кг/с;
- давление воздуха на входе: 0,6 МПа;
- уровень песка в баке: 0,6 м;
- объемная концентрация песка: 75%;
- диаметр частиц песка: 0,1 - 1 мм.

На первом этапе в качестве результатов расчета были получены данные о концентрации пылегазового потока внутри пневмонасosa, результаты приведены ниже.

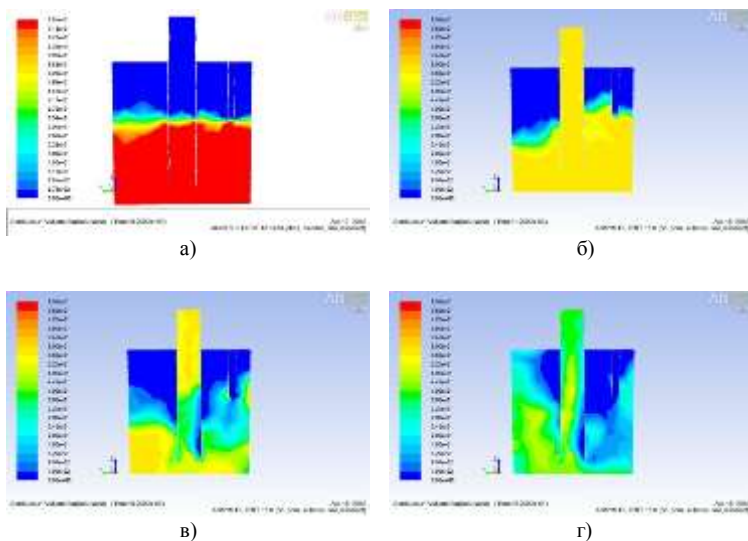


Рис. 3. Концентрация песка с течением времени

В результате моделирования были получены данные о происходящих процессах проходящих в пневмокамерном насосе в течение времени. Полученные результаты моделирования позволят создать более энергоэффективные конструкции пневмонасосов с минимальными затратами на промышленные и лабораторные эксперименты.

*И.И. Шаров, студ.; А.Л. Виноградов, к.т.н., зав. каф. ПГТ,
А.И. Киселев, к.т.н., доц.
(ИГЭУ, г. Иваново)*

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕРМОНАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ КОРПУСОВ МОЩНЫХ ПАРОВЫХ ТУРБИН В ANSYS

Современные тенденции в развитии энергомашиностроения характеризуются стремлением к форсированию процессов теплообмена в турбомашинах и к повышению их рабочих параметров, причем ставится вопрос о необходимости работы турбин в условиях переменных нагрузок и нестационарных режимах, об ускорении периодов пуска и останова машины. В связи с этим к современным и перспективным турбинам наряду с требованиями высокой эффективности и экономичности предъявляются высокие требования надежности. Последнее во многом, как известно, зависит от точности и достоверности расчета

теплового и напряженного состояния элементов ротора и статора машины.

В современных мощных паровых турбинах до- и сверхкритических параметров температурный уровень элементов статора и ротора на номинальном режиме работы не вызывает опасения, однако при переходе на переменные режимы из-за неравномерности обогрева или охлаждения могут возникнуть градиенты температур, обуславливающие появление температурных напряжений и, как следствие, деформацию и смещение элементов корпуса и ротора. При правильном расчете термонапряженного состояния элементов турбины возможна разработка рационального графика пуска и останова машины.

Нами был рассмотрен процесс нестационарного теплообмена корпуса мощной паровой турбины в районе паровпуска с учетом динамических нагрузок, меняющихся во времени (внешний корпус ЦВД турбины К-800-240; пуск турбины из холодного состояния). При моделировании использовался пакет ANSYS Mechanical, расчетная область показана на рисунке 1.

Граничные условия:

- а) на поверхностях расчетной области, граничащих с паром во внутренней части корпуса, в течение всего процесса будет происходить изменение давления пара в поворотной камере p_n ;
- б) точки 1 – зафиксированы в направлении x , т.е. смещений в данном направлении в течение всего процесса происходить не будет (эти точки показывают размещение подводящих паропровода, которые и не дают смещаться корпусу турбины в горизонтальном направлении);
- в) на поверхностях расчетной области, граничащих с изоляцией, в течение всего процесса будет действовать постоянное атмосферное давление $p_{окр} = const$;
- г) линии 3 – зафиксированы в направлении y , т.е. смещений в данном направлении в течение всего процесса происходить не будет (фланцевое соединение);
- д) на поверхностях расчетной области, граничащих с паром в обнизке, в течение всего процесса будет происходить изменение давления пара в обнизке $p_{обн}$;
- е) в точках 2 - начальный затяг шпильки, приходящейся на единицу длины фланца – P/t , где P – сила затяжки одного болта или шпильки, t – расстояние между осями соседних болтов или шпилек;
- д) Температура наружного воздуха, начальная температура металла принимались равными 30°C ;
- е) Свойства металла: свойства стали марки 20ХМФЛ;

ж) Скорость изменения параметров в режиме пуска: результаты пуска взяты из ПТК «КВИНТ» блока К-800-240 Рязанской ГРЭС.

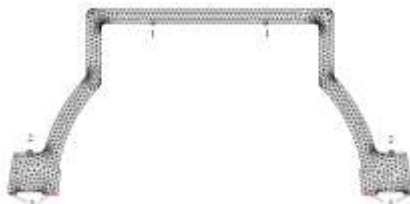


Рис. 1. Расчетная область наружного корпуса ЦВД К-800-240

На первом этапе было необходимо найти начальный затяг шпильки, схема нагружения представлена на рис. 2.

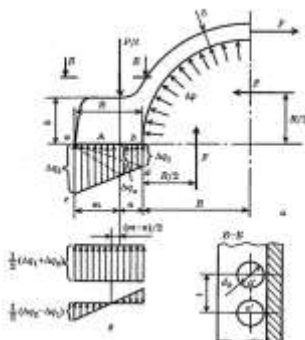


Рис. 2. Схема нагружения фланцевого соединения.

Расчет производился на номинальные параметры пара:

- давление пара в межцилиндровом пространстве $p_{п}=8,1$ МПа;
- давление пара в обниске $p_{обн}=0,1$ МПа;
- атмосферное давление $p_{а}=0,1$ МПа.

В результате проведенных расчетов было определено, что минимальный затяг шпильки, обеспечивающий отсутствие утечек пара через фланцевое соединение, приблизительно равен 10 МН. Эпюра контактных напряжений представлена на рис. 3, из которой видно, что по всей ширине фланцевого соединения контактные напряжения имеют отрицательное значение, т. е. действует сжимающее усилие.

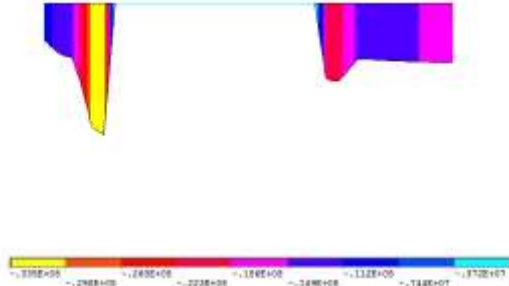


Рис. 3. Эпюра контактных напряжений фланцевого соединения при номинальных параметрах пара

Наибольший интерес при моделировании пуска из холодного состояния представляет картина изменения напряженного состояния во фланцевом соединении корпуса (рис. 5). Необходимо оценить вероятность пропаривания фланца в результате ослабления натяга при прогреве. В результате расчета были получены эпюры напряжения по ширине фланцевого соединения, рисунок 6, а так же изменения напряжений в характерных точках фланцевого соединения, токи 1,2,3,4, рис. 7.

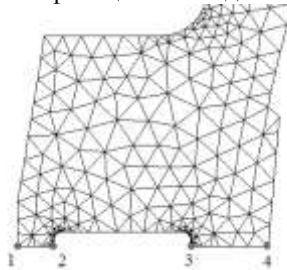


Рис. 5. Фланец внешнего корпуса ЦВД турбины К-800-240

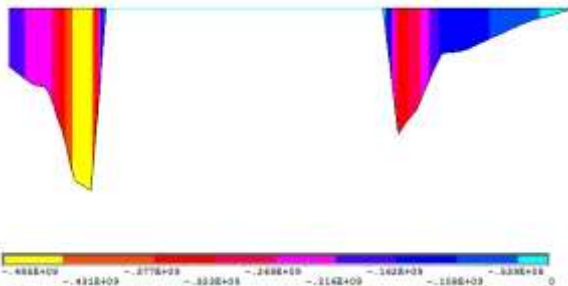


Рис. 6. Распределение напряжений по ширине фланцевого соединения в конце пуска блока

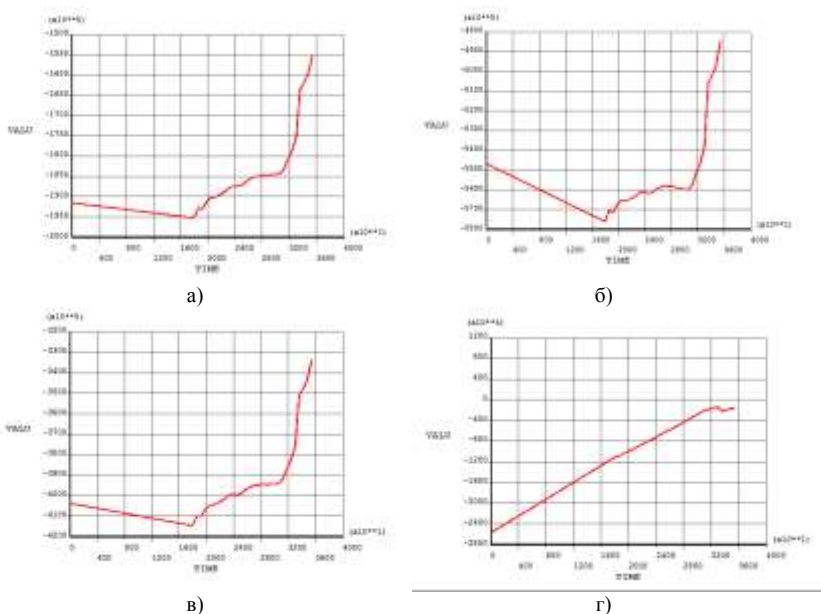


Рис. 7. Зависимость напряжений от времени в точке: а-1;б-2;в-3; г-4.

Из графиков видно, что в течение всего процесса нагружения в основных точках фланцевого соединения сохраняется сжимающее усилие.

По результатам расчета за все время нагружения максимальная интенсивность напряжений составила $\sigma_{*}=496$ МПа, коэффициент запаса статической прочности $n_s=1,033$, следовательно, после разгрузки турбоагрегата, в металле не появятся остаточные (пластические) деформации.

Е.Ю. Григорьев, асп. (ИГЭУ, г. Иваново)

А.Е. Зарянкин, д.т.н., проф. (МЭИ(ТУ), г. Москва)

МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕЧЕНИЯ В КОЛЬЦЕВЫХ ДИФFUЗОРАХ ГАЗОВЫХ ТУРБИН В ИНЖЕНЕРНОМ ПАКЕТЕ ANSYS CFX

Кольцевые диффузоры являются неотъемлемой частью газовых турбин, обеспечивая снижение давления преобразования кинетической энергии газов, покидающих последнюю ступень турбины, в потенциальную энергию. В результате, за газовой турбиной давление оказывается ниже давления в последующем газоходе, что влечет за собой уве-

личение использованного перепада энтальпий и, соответственно, увеличивается мощность всей установки [1].

Однако степень восстановления давления в диффузорах зависит от многих факторов, учет которых представляет весьма сложную задачу.

Ее решение на основе физического моделирования течения в рассматриваемых каналах сопряжено большими материальными затратами и требует весьма длительного времени. Указанные временные и материальные затраты можно существенно уменьшить при разумном сочетании физического и математического моделирования, когда варианты исследования ведутся на основе математического моделирования, а физическое моделирование используется для окончательных конструктивных решений.

В данном случае исследования проводились на кольцевых диффузорах с цилиндрической внутренней втулкой и коническим внешним обводом диффузоров, при двух углах раскрытия α , равных 7 и 15°, и двух степенях расширения канала $n=F_1/F_2$ равных 2 и 4. При этом, рассматривались диффузоры с гладкими внутренними поверхностями, с поверхностями с продольным оребрением и диффузоры с пристеночными перфорированными экранами.

Моделирование проводилось как при равномерном поле скоростей во входном сечении диффузоров, так и закрученном потоке на входе, когда угол закрутки φ менялся от 0° до 20°.

Весь указанный комплекс исследований позволил получить для каждого диффузора детальную картину течения внутри рассматриваемых каналов (пример на рисунке 1) интегральные коэффициенты полных потерь энергии ζ_p и уровень вибрации стенок диффузоров, которые являются внешним индикатором течения рабочей среды внутри диффузоров.

Весьма важным показателем точности проводимых теоретических расчетов является степень сходимости результатов расчета с опытными данными. Для оценки этого показателя на рисунке 2 приведена относительная погрешность полученных расчетных значений коэффициента полных потерь энергии ζ_p относительно его опытных значений [2], в зависимости от закрутки потока для всех исследованных диффузоров.

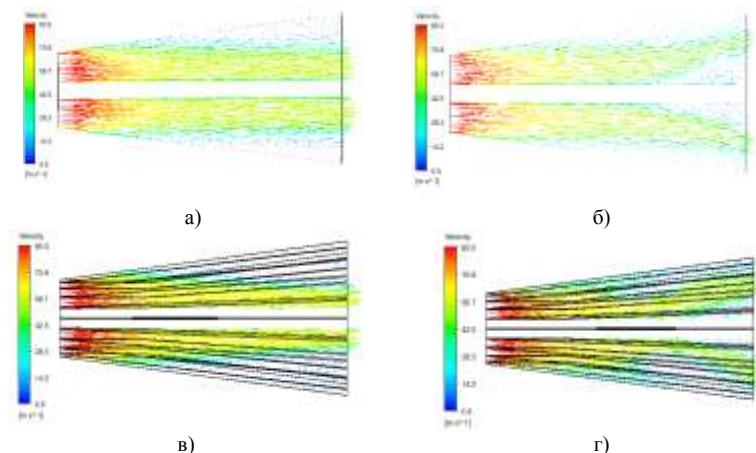


Рис. 1. Векторное поле скоростей а,б-диффузор $\alpha_1=15^\circ$ $n=4$; в,г- $\alpha_1=15^\circ$ $n=4$ оребрение с подрезкой; а,в-угол закрутки потока на входе $\varphi=0^\circ$, б,г- $\varphi=20^\circ$

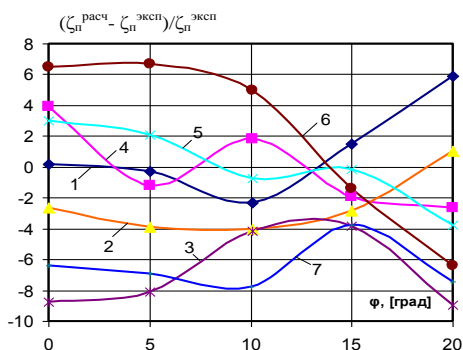


Рис. 2. Относительная погрешность результатов $(\zeta_n^{\text{расч}} - \zeta_n^{\text{эксп}}) / \zeta_n^{\text{эксп}}$ численного моделирования по сравнению с экспериментом. 1 $\square \alpha_1=7^\circ$ $n=2$; 2 $\square \alpha_1=15^\circ$ $n=2$; 3 $\square \alpha_1=15^\circ$ $n=4$; 4 $\square \alpha_1=7^\circ$ $n=2$ оребр.; 5 $\square \alpha_1=15^\circ$ $n=2$ оребр.; 6 $\square \alpha_1=15^\circ$ $n=4$ оребр. №1; 7 $\square \alpha_1=15^\circ$ $n=4$ оребр. №2.

Приведенные результаты показывают, что удовлетворительное совпадение расчетных и опытных значений коэффициент ζ_n с погрешностью менее 3 % имеет место только для диффузоров с углом раскрытия $\alpha=7^\circ$ и $\alpha=15^\circ$ при $n=2$ (диффузоры №1, №2) и диффузора $\alpha=15^\circ$ при $n=2$ с продольно оребренной обтекаемой поверхностью внешнего обвода кольцевого диффузора (диффузоры №5), когда в

исследуемых каналах отсутствовали развитые области отрывного течения.

В более сложных течениях при наличии развитого оребрения обтекаемых поверхностей и угле $\alpha=15^\circ$ погрешность расчета достигла 8%. Полученные результаты имеют важное практическое и теоретическое значения, поскольку указывают на необходимость критического осмысления чисто расчетных результатов и корректировки интегральных характеристик опытными данными.

Основные результаты проведенного математического и физического моделирования течений в кольцевых диффузорах сводится к следующему:

1. Введение в кольцевых диффузорах продольного оребрения на внутренней поверхности внешнего обвода существенно меняет картину течения и ведет к более интенсивному нарастанию давления и снижению скорости на первой половине канала, чем при отсутствии оребрения. Это обстоятельство позволяет при сохранении высокой степени расширения диффузорного канала заметно сократить его осевую длину.

2. Введение продольного оребрения в кольцевых диффузорах не привело к качественному изменению зависимости коэффициента полных потерь от угла закрутки потока во входном сечении. Как и в гладких диффузорах при углах закрутки $\varphi < 15^\circ$ указанный коэффициент несколько снижается и только при $\varphi > 15^\circ$ наблюдается его заметное увеличение.

Библиографический список

1. Дейч М. Е., Зарянкин А. Е. Газодинамика диффузоров и выхлопных патрубков турбомашин. — М.: Энергия, 1970.
2. Зарянкин А.Е., Григорьев Е.Ю. Пути повышения надежности кольцевых диффузоров газовых турбин// материалы Международной научн.-тех. конф. «Состояние и перспективы развития электротехнологии» (XVI Бенардосовские чтения), том 2, Иваново 2011, С. 60-64.

В.В. Шаулов, асп. (МЭИ(ТУ), г. Москва)

Е.Ю. Григорьев, ст. преп. (ИГЭУ, г. Иваново)

А.Е. Зарянкин, д.т.н., проф. (МЭИ(ТУ), г. Москва)

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ГАСИТЕЛЯ НЕРАВНОМЕРНОСТИ ПОТОКА В ТРУБОПРОВОДНЫХ СИСТЕМАХ В ПРОГРАММНОМ КОМПЛЕКСЕ ANSYS

На любой электростанции магистрали трубопроводов (паропроводов) имеют весьма сложные конфигурации, изобилующие всевозможными поворотами и разворотами потока. После каждого такого поворота происходит деформация профилей скоростей и давлений, изменяется качественная картина течения, что в свою очередь отражается на эффективности работы последующего оборудования и делает невозможным установку измерительной аппаратуры (например, расходомера) ближе чем на 5-10 диаметров трубы непосредственно за поворотом.

Таким образом, встает вопрос о создании устройства, позволяющего получить равномерный поток на небольшом расстоянии за поворотным коленом, причем оно должно удовлетворять следующим критериям:

- 1) технологичность - простота изготовления и низкая себестоимость;
- 2) малые габаритные размеры;
- 3) степень неравномерности потока на выходе не должна превышать 10%;
- 4) обеспечение осесимметричной картины течения при различных начальных возмущениях;
- 5) допустимый уровень потерь.

Максимальное возмущение в трубопроводах поток испытывает при развороте на 180 градусов, поэтому именно этот случай был принят за базовый при математическом моделировании.

Описание модели:

Исследуемая модель состоит из входного участка, представляющего собой трубопровод, диаметром 180мм, в котором происходит разворот потока на 180 градусов, далее идет трубопровод большего диаметра, в котором установлено гасительное устройство, выходя из которого поток попадает в конфузормый канал, соединяющийся с трубой исходного диаметра.

Исследовались следующие варианты конструкции в области расширения:

- 1) Перфорированный конус ($d_{отв}=10\text{мм}$);
- 2) Перфорированный конус с обратным конусом ($d_{отв}=10\text{мм}$);
- 3) Перфорированный конус с перфорированным диском сразу за конусом ($d_{отв}=10\text{мм}$);
- 4) Перфорированный конус ($d_{отв}=10\text{мм}$) с перфорированным диском сразу за конусом ($d_{отв}=5\text{мм}$);
- 5) Перфорированный конус ($d_{отв}=10\text{мм}$) с перфорированным диском ($d_{отв}=5\text{мм}$), отнесенным на 50мм по потоку;
- 6) Два перфорированных диска, установленных последовательно ($d_{отв}=10\text{мм}$ и 5мм соответственно).

Для каждого из указанных случаев была построена трехмерная математическая модель, пример которой изображен на рис. 1.

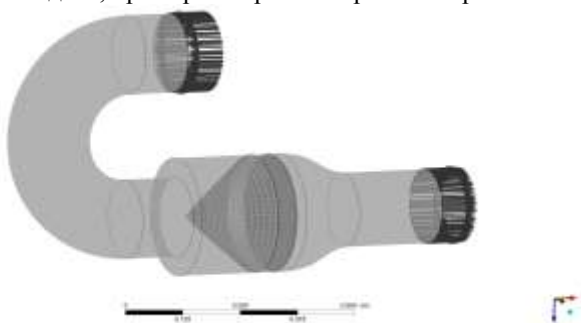


Рис. 1. Трехмерная модель одной из конструкций

Использовались неструктурированные тетраэдральные сетки с призматическими слоями вдоль образующих канала, минимальный размер ячейки при этом был равен 0,01мм, а максимальный достигал 4мм. Общий вид на сетку показан на рис. 2.

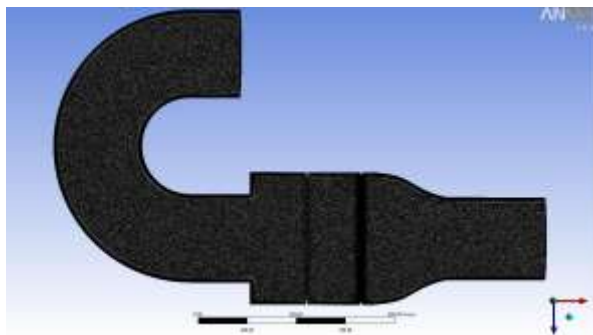


Рис. 2. Пример расчетной сетки

Результаты проведенного моделирования представлены в табл. 1, где показано насколько среднерасходная скорость отличается от максимальной. Как следует из приведенных данных, перфорированный конус с отверстиями диаметром 10 мм характеризуется относительной средней скоростью равной 0,89. Несколько лучшие результаты получены с гасителем в виде обратного перфорированного конуса ($C_{av}=0,9$). Варианты 3 и 4 с добавочным перфорированным диском за конусом к серьезным изменениям в выходном поле скоростей не привели. И только при удалении перфорированного диска от конуса на 50мм относительная среднерасходная скорость увеличилась до 0,954, аналогичные результаты были получены и для гасителя, состоящего из двух последовательно расположенных перфорированных дисков.

Результаты математического моделирования шестого варианта и приведены на рис. 3. Соответствующее поле скоростей во взаимно перпендикулярных плоскостях на выходе из гасителя показано на рисунке 4. Для рассматриваемого случая течение в выходном сечении гасителя оказалось фактически осесимметричным. Небольшие пики скорости вблизи стенок обусловлены ускорением потока в конфузурной части гасителя. Аналогичные расчеты, проведенные для трубопровода с поворотом на 90 градусов, показали практически такие же результаты. Таким образом, представленная система гашения неравномерности потока в трубопроводных системах позволяет использовать все существующие системы измерения расхода при небольших размерах прямолинейных участков труб, воспринимающих неравномерный поток.

Таблица 1. Результаты проведенного моделирования

№	1	2	3	4	5	6
C_{av}/C_{max}	0,89	0,9	0,91	0,926	0,954	0,953

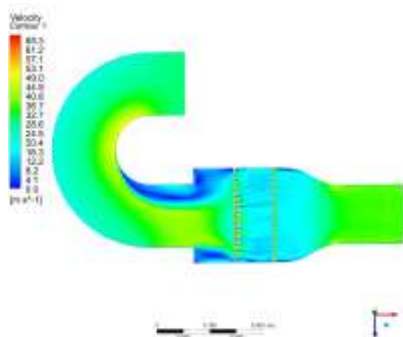


Рис. 3. Поле скоростей

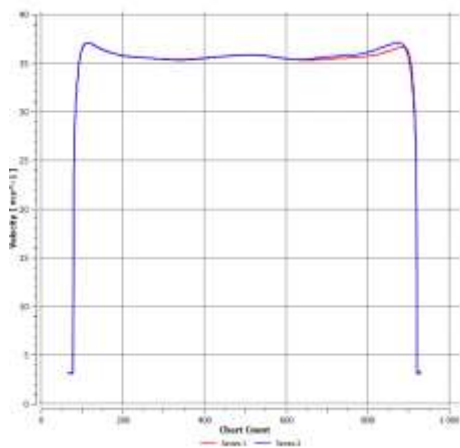


Рис. 4. Эпюры скоростей во взаимно перпендикулярных сечениях