

Термопары установлены в ГЦ по периметру 4-го цилиндра в сверления со стороны противоположной камере сгорания в корпусах, которые уплотняются и герметизируются от воды с обеих сторон клеем К 300. Корпуса необходимы для того, чтобы изолировать провода от воды системы охлаждения. Горячий спай изолируется от корпуса с помощью термостойкого клея. Всего установлено 16 термопар из хромель-алюмеля, с толщиной провода 0,2 мм. Три из них – для измерения температуры седла выпускного клапана. Точки на седле находятся в 1 мм от ГЦ под установку термопар его наружной поверхности и равномерно разнесены по периметру. Выводы проводов термопар припаяны к регистрирующему устройству – тензометрической установке с приставкой для термометрии СИИТ-3. Установка позволяет одновременно измерять температуру до 20 точек с автоматическим их обходом и печатью результатов. Планируется проводить термометрию ГЦ на стационарных режимах при различных давлениях воздуха в системе ЛО. Важной особенностью данного эксперимента является моделирование переходных режимов сброса нагрузки с одновременной фиксацией температур по 16-ти контрольным точкам. Такая возможность обеспечивается быстродействием измерительного комплекса СИИТ-3 – 20 мс для регистрации температуры одной точки.

Можно предположить на основе проведенного анализа характера разрушений в зоне межклапанной перемычки, что именно нестационарная температурная составляющая ТНС оказывает определяющее влияние в данном случае, так как именно при переходных режимах происходят забросы температур до (20 – 30)% [4]. Указанная проблема малоизучена как практически (экспериментально), так и теоретически с использованием математического моделирования. Полученные результаты позволяют:

1) оценить достоверность результатов, полученных ранее при расчетных исследованиях различных вариантов сёдел, оказывающих, на наш взгляд, определяющую роль в формировании ТНС ГЦ, в зоне пе-

ремычки;

2) уточнить граничные условия для постановки нестационарной задачи ТНС днища головки;

3) определить рациональные параметры системы ЛВО, энергетические затраты на функционирование системы и оценить эффективность указанной конструкции с точки зрения улучшения ТНС ГЦ.

Заключение

Проведена подготовка эксперимента на двигателе по термометрированию ГЦ при её ЛВО. Выбрана оптимальная конструкция опытного седла выпускного клапана с полостью для подвода и отвода охлаждающего воздуха. В результате термометрирования ГЦ при ЛВО зоны седла выпускного клапана будет получено температурное поле днища ГЦ, определено влияние изменения давления воздуха в системе ЛО на ТНС клапанной перемычки и ГЦ в целом. По результатам работы будут предложены практические рекомендации по усовершенствованию выбранной конструкции седла и схемы охлаждения.

Список литературы:

1. Триньов О.В., Гончар П.Д., Самойленко Д.С. Теплонапряжений стан локально охолоджуваного сідла випускного клапана швидкохідного дизеля // *Наука і соціальні проблеми суспільства: Людина, техніка, технологія, довкілля: Матеріали Міжнар. науково-практичної конф. – Харків: НТУ „ХПІ”, 2001.*
2. Триньов А.В., Гончар П.Д. Исследование теплонапряженного состояния седла выпускного клапана в зависимости от условий его закрепления и охлаждения // *Двигатели внутреннего сгорания: Всеукр. научн.-техн. журн. – 2003. – № 1–2. – С. 19–22.*
3. Марочник сталей и сплавов / Сорокин В.Г., Волосникова А.В. и др. Под ред. В.Г. Сорокина. – М.: Машиностроение, 1989. – 640 с.
4. Пат. 52882 А, Україна. МПК⁷ F02F1/24, F01L3/08. Головка циліндрів швидкохідного дизеля / А.Ф. Шеховцов, О.В. Триньов, П.Д. Гончар, Д.С. Самойленко. – №8344217; Заявл. 16.07.01; Опубл. 15.01.03. – 5 с.

УДК 539.3:629.017

Ю.С. Воробьев, д-р техн. наук, В. Барнат, д-р – инж.

ЧИСЛЕННЫЙ АНАЛИЗ НДС В МНОГОДИСКОВЫХ СЦЕПЛЕНИЯХ И ТОРМОЗАХ ПРИ НЕПОЛНОМ КОНТАКТЕ ДИСКОВ

Введение

Обеспечение надежности работы многодисковых сцеплений и тормозов скоростного гусеничного транспорта, особенно при движении по пересеченной местности, остается весьма актуальной

проблемой. Известные исследования показывают, что при анализе процессов, происходящих в многодисковых сцеплениях и тормозах, необходимо учитывать силовые факторы (силы инерции, передаваемый крутящий момент, усилие сжатия

пакета фрикционных дисков), температурные, деформируемость всей конструкции и сложные граничные условия контакта дисков, включая силы трения. В предыдущих работах [1,2] на основании обзора литературных источников была поставлена задача исследования распределения напряжений между дисками. Была рассмотрена система, включающая прижимной диск, пакет фрикционных пластин и опорный диск с барабаном, переносящим нагрузку на конструкцию. Было показано, что вследствие деформации всех элементов конструкции напряжения по радиусу дисков распределяются неравномерно. В результате возможна потеря контакта по части поверхности фрикционных дисков. Поэтому необходимы дальнейшие исследования НДС в многодисковых сцеплениях.

В этих исследованиях, как и в большинстве известных, предполагается, что первоначально диски контактируют по всей поверхности, которая является идеально плоской. Однако, реальные диски имеют малые отклонения поверхностей контакта от идеальной плоскости. При контакте дисков под действием сжимающей нагрузки, это приводит к возникновению неравномерности напряжений в дисках. Неравномерности напряжений, вызванные различными причинами, могут накладываться и вызывать нежелательные эффекты. Поэтому необходимо рассмотреть НДС дисков при условии малых дефектов их поверхностей.

Постановка задачи

В данной работе рассматривается напряженно-деформированное состояние системы трех фрикционных дисков: двух статорных и одного роторного при осевом сжатии, обеспечивающем останов роторного диска. Роторный диск отмечен связями с вращающейся частью сцепления (слева от системы дисков). Диски сжимаются давлением 1,8 МПа, равномерно распределенным по поверхности одного из дисков (рис.1). Благодаря наличию осевой симметрии конструкции и нагрузки задача рассматривается в двумерной постановке в цилиндрической системе координат. Внутренняя часть дисков моделируется с помощью конечных элементов типа SOLID, а их контактирующие поверхности – с помощью граничных элементов GAP [2]. Использование граничных элементов позволяет моделировать как полный контакт дисков, так и малый зазор на части поверхности до их деформации. Нижний на рисунках диск контактирует со средним по всей поверхности. Верхний диск контактирует со средним в исходном положении по части поверхности, которая

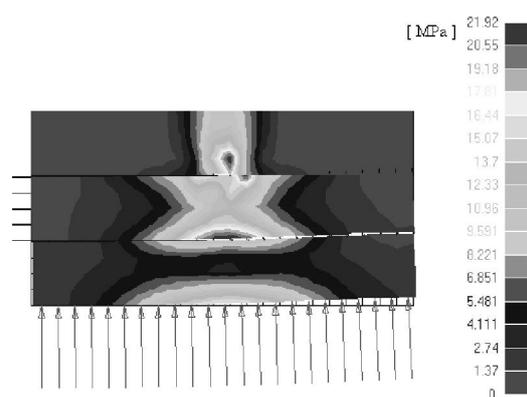
представляет собой кольцевую зону вокруг среднего радиуса дисков. Такой выбор зоны первоначального контакта позволяет наглядно представить характер напряженно-деформированного состояния по обе стороны от нее вдоль по радиусу дисков. Величина возможного контакта вдоль по радиусу $L = R - R_0$, где R – наружный, а R_0 – внутренний радиусы диска. Если Δr - размеры зоны контакта дисков до деформации, то относительная величина зоны первоначального контакта $\delta = \Delta r/L$ менялась в различных вариантах расчетов от 0,1 до 1. Для всех зон контакта с помощью граничных элементов моделировался зазор величиной 0,1 мм. Под действием осевого сжимающего давления диски деформировались и этот зазор выбирался, и возникали различные виды напряженно-деформированного состояния в зависимости от величины зоны контакта до деформации.

Результаты численного анализа

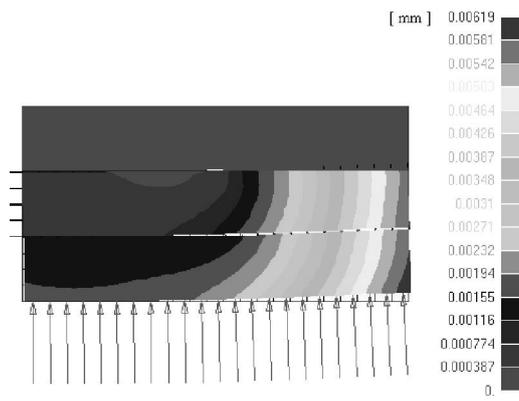
С использованием описанных моделей был проведен численный анализ напряженно-деформированного состояния в системе, включающей три диска при различных значениях относительной величины зоны контакта до начала деформации δ . На рис.1 приведены поля интенсивностей напряжений при различных значениях δ . Наблюдается существенная неоднородность полей напряжений и локализация напряжений вблизи границы зоны контакта. При малых δ имеется существенная локализация напряжений в центре зоны. При этом максимальные напряжения превосходят величину среднего давления на порядок. При уменьшении δ величина максимальных напряжений заметно падает, а в центре зоны контакта напряжения снижаются и их распределение близко к равномерному. Наибольшие осевые перемещения дисков наблюдаются у внутреннего радиуса (рис.2), что также ведет к изменению условий контакта дисков.

Заключение

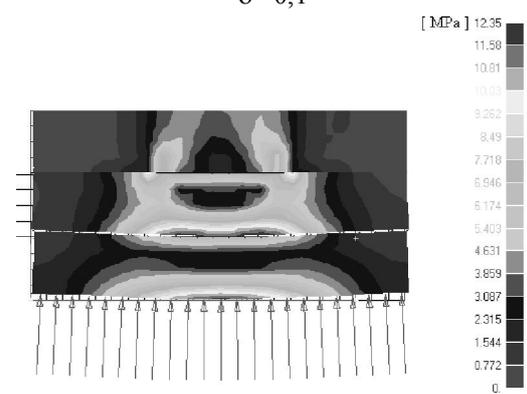
Анализ повреждений сцеплений и тормозов показал, что основной их причиной является неравномерность распределения напряжений, как между различными фрикционными дисками, так и по поверхности дисков [1,2]. Неполный контакт поверхностей дисков является одной из важных причин неоднородностей полей напряжений. Поэтому необходим контроль качества поверхности дисков, один из способов которого отражен в работе [3].



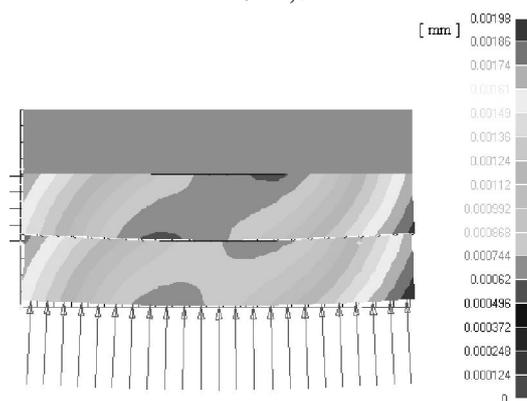
$\delta = 0,1$



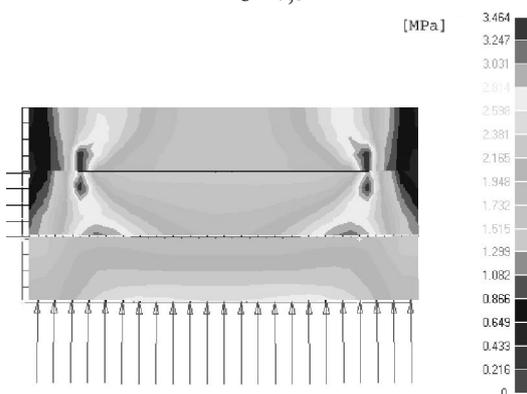
$\delta = 0,1$



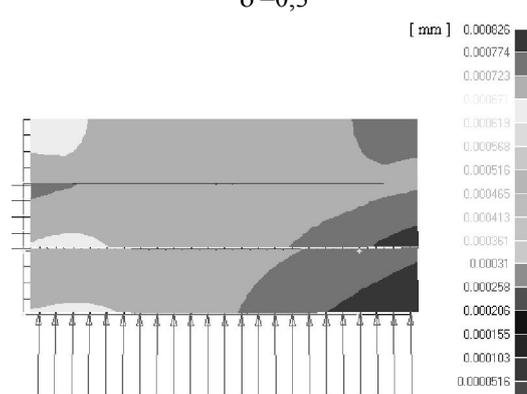
$\delta = 0,3$



$\delta = 0,3$



$\delta = 0,8$



$\delta = 0,8$

Рис. 1 Поля напряжений в системе фрикционных дисков при различных зонах контакта (δ)

Рис. 2 Поля перемещений в системе фрикционных дисков при различных зонах контакта (δ)

Список литературы:

1. Воробьев Ю.С., Барнат В. Повышение надежности многодискового сцепления подбором контактных элементов // Автомобильный транспорт. – 2003. – Вып. 13. – С. 83 – 87. 2. Воробьев Ю.С., Барнат В., Малаховски Е. Применение граничных элементов при анализе состояния напряжения в дисках многодис-

кового тормоза // Автомобильный транспорт. – 2003. – Вып. 13. – С. 218 – 220. 3. Logvin V.A., Vorobyov Yu.S. Miniature devices for measuring roughness of any surfaces with maximum precision // Proc. III Intern. Symposium on Tribo-Fatigue. ISTF 2000 (October 22-26, 2000). – Beijing, Chine. – P. 633 – 635.