

коррозионных повреждений труб сваркой при капитальном ремонте магистральных газопроводов. - М., ВНИИГАЗ, 1985. **14**. РД 51-108-86. Инструкция по технологии сварки и резки труб сваркой при капитальном ремонте магистральных газопроводов.

Поступила в редколлегию 06.09.2001

УДК 629.114.2.02.-191

## **КОМПЛЕКСНАЯ ОЦЕНКА ДОЛГОВЕЧНОСТИ КОЛЕСНЫХ ТОРМОЗОВ ТРАКТОРОВ ТИПА Т-150К**

В.Г. Кухтов<sup>1</sup>, О.В. Щербак<sup>2</sup>, А.Н. Лесь<sup>2</sup>

<sup>1</sup> *ОАО "Харьковский тракторный завод", Украина;* <sup>2</sup> *Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, Украина*

The article contains results of settlement researches of the pressure and deformed condition of a wheel brake drum with use of spatial solid-state designing. The recommendations for perfection of its design are given.

Серьезной альтернативой проведению экспериментальных исследований в последнее время является использование современных универсальных программных комплексов, позволяющих проводить расчеты напряженно-деформированного состояния сложных деталей машин по уточненным расчетным схемам от действия всех видов силового и температурного нагружений.

Особенно эффективно использование таких комплексов на стадии выбора рациональных размеров деталей и узлов при проектировании и модернизации. Единственным препятствием быстрому внедрению таких комплексов является их относительно высокая стоимость и отсутствие справочной литературы, что требует определенного времени по овладению их большими вычислительных возможностей широкому кругу инженеров-исследователей.

На ОАО "Харьковский тракторный завод" внедрен в практику проектирования графический пакет для трехмерного твердотельного моделирования "SolidWORKS". В настоящее время ряд чертежей переведен в этот пакет, а новое проектирование проводится на основе трехмерного твердотельного моделирования. Примером такого моделирования является колесный тормоз рис. 1.

Компьютерное представление деталей дает возможность существенно уменьшить время для подготовки базы данных к компьютерным расчетам. Форматы хранения чертежей согласованы между компаниями-изготовителями графических и программных комплексов. Создателями

программных комплексов делаются попытки встраивания расчетных пакетов в графические. Примерами могут служить встраиваемая версия УПК COSMOS для пакета SolidWORKS или пакет PRO/МЕХАНИКА, используемый системой трехмерного твердотельного и поверхностного проектирования PRO/ENGINEER. Встроенные пакеты гораздо проще в обращении, чем основные версии, но это достигается существенным сужением возможностей исследователя вмешиваться в процесс построения конечно-элементной расчетной модели, выбор конечного элемента, типа решаемой задачи, метода решения разрешающей системы уравнений.

Данная задача может служить примером достаточно эффективного использования новых возможностей моделирования и рационального проектирования в системе пространственного твердотельного проектирования SolidWORKS с встроенной версией УПК COSMOS.

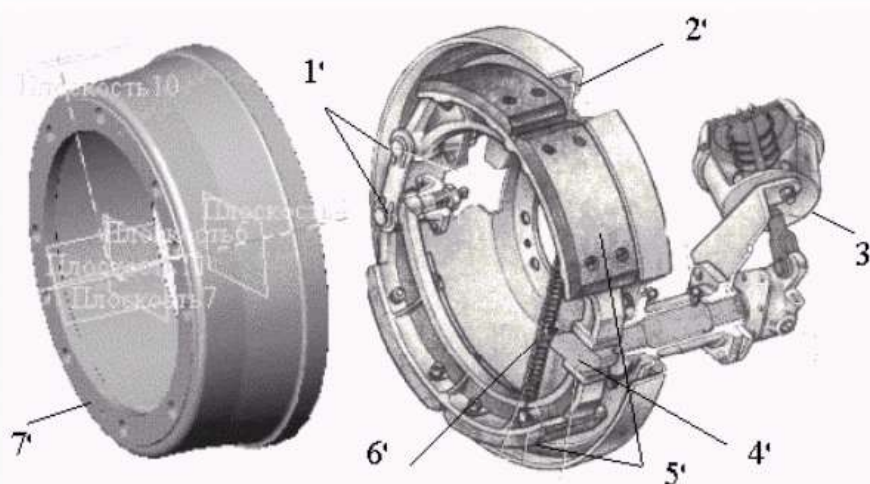


Рис. 1. Колесный тормоз трактора Т-150К; эксцентрик-овые оси; 2 - тормозной щит; 3-тормозная камера; 4 - разжимной кулак; 5 - тормозные колодки; 6 - стяжная пружина; 7 - тормозной барабан.

Тормозной барабан представляет собой одну из самых ответственных деталей тормозной системы. Его долговечность зависит от двух факторов. Первым фактором является износ внутренней цилиндрической поверхности барабана, соприкасающейся с тормозной колодкой. Долговечность по этому фактору зависит от выбора фрикционного материала колодки и удельной силы трения. Вторым фактором является усталостная прочность барабана, которая зависит от усталостной прочности материала и напряженно-деформированного состояния при торможении. Очевидно, что при прочих равных условиях усталостная прочность барабана тем выше, чем ниже максимальные напряжения. Однако, слишком маленькие напряжения, а значит излишне большие запасы прочности, практически, не повышая долговечности, приводят к заметному увеличению металлоемкости.

На рис. 2 представлена твердотельная модель барабана исходной кон-

струкции. Если не учитывать отверстий для болтов, соединяющий барабан со ступицей, конструкция барабана является осесимметричной, однако, циклически симметричное приложение нагрузки не позволяет применить осесимметричную расчетную модель. Поэтому приходится ограничиться циклически симметричной схемой расчета с центральным углом секторного элемента равным  $90^\circ$ . Построение модели не вызывает, практически, никаких трудностей. Строится меридиональное сечение барабана. Затем пространственная модель создается путем вращения сечения вокруг оси на нужный угол. Некоторые затруднения возникают при задании нагрузки от тормозных колодок. Для того, чтобы впоследствии приложить силу нормального давления и силу трения, на внутренней цилиндрической поверхности барабана создается еще одна поверхность, площадь которой совпадает с половиной поверхности тормозной колодки, и затем этой поверхности приходится придать толщину. Достаточно ее “углубить” на 0,1 мм. Такое маленькое углубление не скажется впоследствии на результатах расчета, так как программа автоматической разбивки на конечные элементы его не “заметит”.

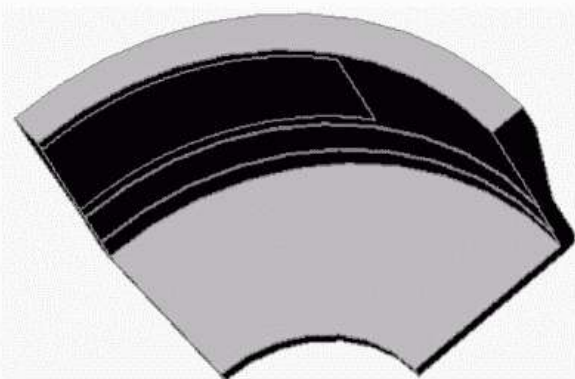


Рис. 2. Твёрдотельная модель барабана исходной конструкции.

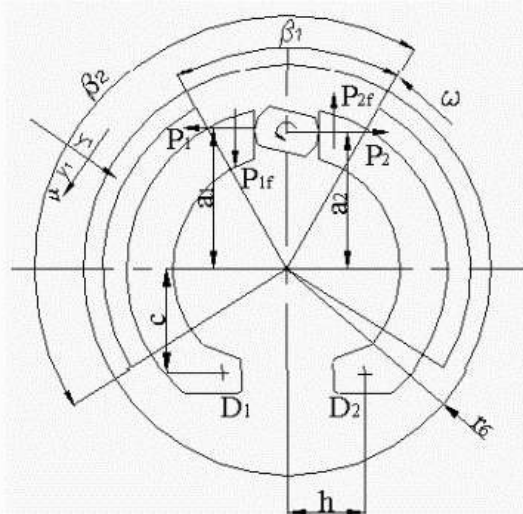


Рис. 3. Схема сил действующих на колодочный тормоз.

Такие искусственные построения потребовались из-за неполного согласования встраиваемой версии сопроцессора УПК COSMOS с системой SolidWork, о чем упоминалось выше.

Расчетные возможности встраиваемой версия УПК COSMOS по отношению к самостоятельному варианту ограничены количеством типов решаемых задач, конечных элементов, способами построения конечно-элементной сетки. Несмотря на это встроенная версия по своим оставшимся расчетным возможностям способна покрыть примерно 70% всех прочностных задач, которые встречаются при проектировании транспортных машин типа автомобилей и тракторов. При этом постановка и осмысление примерно

половины из них под силу инженеру-конструктору. Решение остальных более сложных задач при выборе расчетных схем и анализе результатов потребует, как правило, участия руководителей групп и инженеров-исследователей.

Вышеупомянутая версия способна решать 4 типа задач:

- теплопроводности;
- термоупругости;
- упругого силового деформирования;
- нахождение собственных частот.

Выбор типов конечных элементов тоже ограничен – треугольные квадратичные шестиузловые для плоских, пространственных пластинчатых, оболочечных деталей, и тетраэдральные квадратичные десятиузловые для объемных деталей машин.

Во всех вышеперечисленных задачах необходимо решить некоторую систему дифференциальных уравнений в частных производных. Метод конечных элементов позволяет представить вектор решения набором кусочнонепрерывных функций в каждом конечном элементе. После этого задача сводится к нахождению постоянных коэффициентов аппроксимирующих функций. Как правило, аппроксимирующие функции представляются полиномами невысокой степени, не выше третьей. Опыт расчетов, теоретические исследования показывают, что применение полиномов с линейной аппроксимацией перемещений дают недостаточную точность при определении напряжений. Поэтому не случайно в данном программном комплексе выбраны конечные элементы с квадратичной аппроксимацией, которая существенно повышает точность определения напряжений по сравнению с линейной. Кубическая аппроксимация перемещений в УПК практически не применяется. Повышение точности решения достигается, в основном, измельчением сетки и ее сгущением в зонах ожидаемых высоких градиентов напряжений.

Схема сил действующих на барабан представлена на рис. 3.

Величина нормального усилия от тормозной колодки составляла 66684,75 Н. Величина касательного усилия при коэффициенте трения 0,4 – 13336,95 Н. Удельные усилия вычисляются программой автоматически в зависимости от площадей поверхностей, на которых они действуют. Распределение усилий по поверхности предполагается равномерным. В качестве граничных условий принималось защемление внешней поверхности плоского днища. Внутренняя поверхность днища остается свободной, что несколько приближает этот тип граничных условий к реальному фланцевому соединению тормозного барабана со ступицей. Условиями периодичности в радиальных сечениях записывались в виде равенства нулю окружных перемещений.

В результате разбивки на конечные элементы барабана исходной конструкции было получено 31972 элементов, 8644 узлов, 168264 уравнений.

На рис. 4 показаны картины напряжений в исходной конструкции барабана. Видно, что максимальные напряжения не превышают 12,7 МПа. Предел выносливости чугуна не менее 35 МПа, т.е. имеем большой запас по усталостной прочности. Это свидетельствует о том, что имеются резервы снижения металлоемкости барабана. При этом можно пойти на увеличение максимальных напряжений, т.к. реальный запас прочности гораздо меньше допускаемого, который можно принять равным 1,5 [1]. Расчеты показывают, что пропорциональное уменьшение толщин резко увеличивает напряжения, поэтому необходимо более радикально изменить конструкцию, например, введением ребер жесткости. Естественно, эти изменения должны приводить к уменьшению металлоемкости. Нужно отметить следующее.

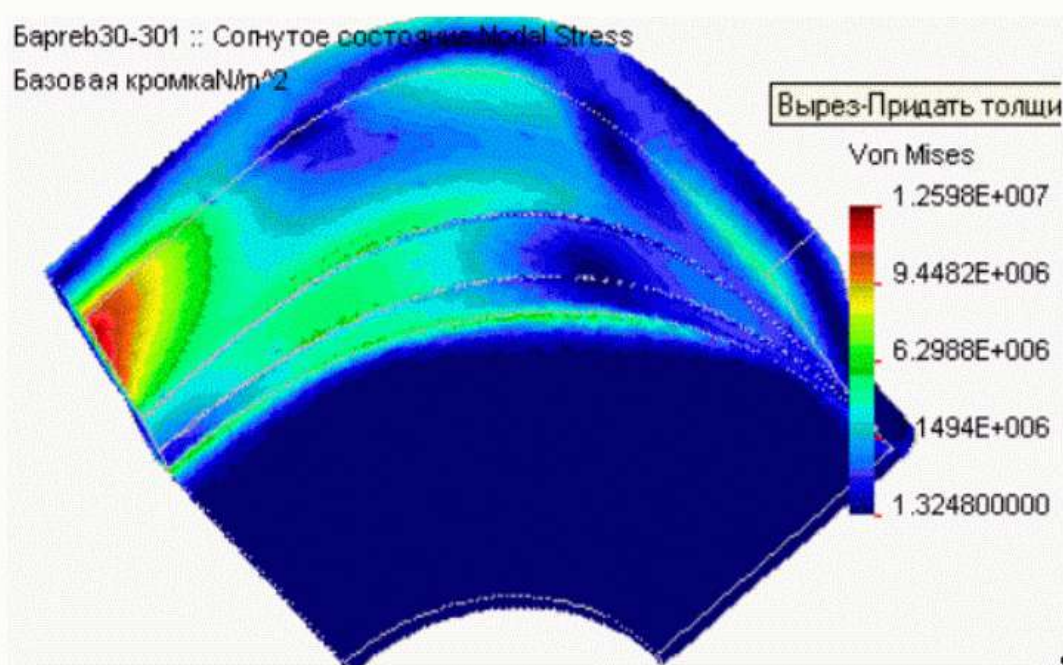


Рис. 4. Напряженно-деформированное состояние барабана исходной конструкции

С точки зрения прикладной теории оболочек и пластин конструкцию можно представить как цилиндрическую оболочку с плоским кольцевым днищем [2], [3]. Известно, что такое сочетание оболочек с пластинами при действии внутреннего давления может привести к большим изгибающим моментам в месте соединения пластины с оболочкой. Т.к. эти краевые моменты очень быстро затухают, то фактически они играют роль концентраторов напряжений, т.к. изгибные напряжения от краевых моментов могут в 10 раз превышать номинальные. Увеличение толщины сопрягаемых элементов приведет к падению напряжений, но за счет увеличения металлоемкости.

Но краевые изгибающие моменты можно снизить и без увеличения металлоемкости, за счет рационального подбора жесткостей сопрягаемых деталей.

Главная задача при этом уменьшить защемляющее действие пластины на цилиндрическую оболочку в месте сопряжения. В этом случае увеличение толщины сопрягаемых деталей будет даже вредно, особенно увеличение толщины пластинчатого элемента. Не случайно в некоторых конструкциях автомобильных тормозных барабанов днища выполнены из стали, толщиной 3–5 мм, а цилиндрическая часть чугуновой. Путем перебора нескольких вариантов удалось подобрать конструкцию с окружными ребрами, вес которой уменьшился на  $\approx 30\%$  от исходной, а толщина днища уменьшена на 2 мм. На рис. 5 представлено распределение напряжений в конструкции барабана с продольными и поперечными ребрами.

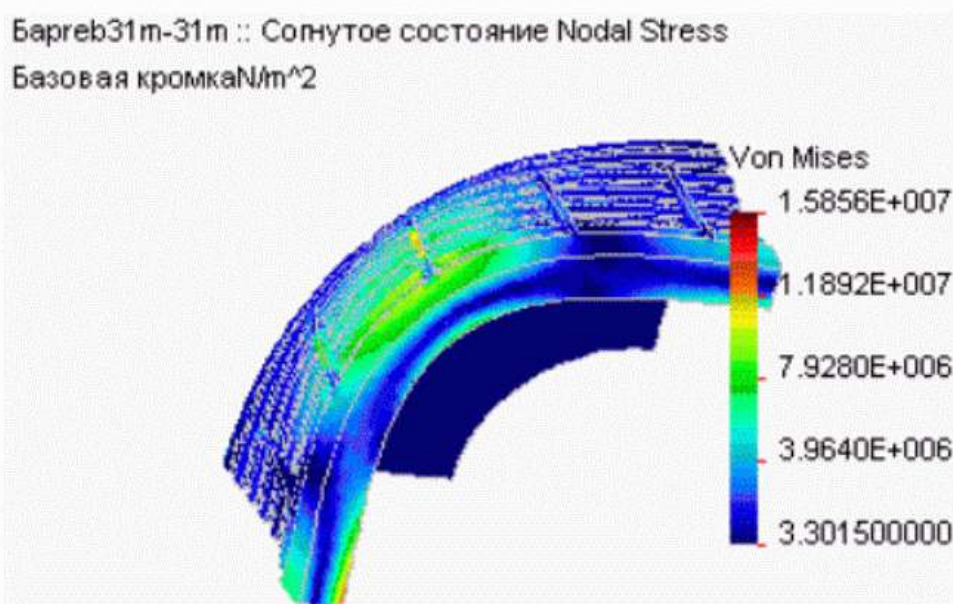


Рис. 5. Напряжения в конструкции с поперечными и продольными ребрами.

Если бы позволила технология, то толщину днища полезно было бы уменьшить не менее чем в два раза. Небольшое увеличение напряжений в оребренной конструкции до 162 МПа вполне допустимо. Была так же рассчитана конструкция, в которой к основным ребрам добавлены 20 продольных ребер, равномерно расположенных по окружности.

Однако, такая конструкция оказалась неэффективной, т.к. вес несколько увеличился, а напряжения практически не уменьшились. Этот процесс можно продолжать и далее, но уже сейчас видны какие большие возможности дает сочетание новых графических пакетов, программных средств для прочностных расчетов с экспериментальными исследованиями деталей и узлов. Окончательные результаты компьютерного проектирования сведены в таблице.

Конечно же, расчетные исследования никогда не смогут полностью заменить экспериментальные, однако количество исследуемых образцов можно существенно уменьшить и сэкономить значительные материальные ресурсы.

Стендовые и натурные испытания тормозных барабанов показали удовлетворительный уровень долговечности.

Результаты проектирования.

Наименование конструкции	Масса барабана, кг	Эквивалентные напряжения, МПа
номинальная	10,95	12,7
с окружными ребрами	7,73	16,2
с окружными и продольными ребрами	7,85	15,8

**Литература**

1. Когаев В. П. , Махутов Н. А., Гусенков. А. П. Расчёты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность: Справочник – М.: Машиностроение , 1985. – 224с. 2. Рикардс Р. Б. Метод конечных элементов в теории оболочек и пластин. – Рига: Зинатне, 1988г. – 284с. 3. Образцов И.Ф., Савельев Л. М., Хазанов Х.С. Метод конечных элементов в задачах строительной механики летальных аппаратов. – М.; Высшая школа , 1985. – 392с.

Поступила в редколлегию 03.09.2001

УДК 621.165: 539.3

**ОСОБЕННОСТИ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ СВАРНЫХ РОТОРОВ**

Е.В. Левченко, Н.Н. Гришин

*ОАО “Турбоатом”, Харьков, Украина*

Examined are stress-strain state and improvement of weld design strength of welded rotors for steam and gas turbines.

ОАО “Турбоатом” в цилиндрах низкого давления мощных паровых турбин применяет, как правило, дисковые роторы сварной конструкции [1-3]. Сварные роторы барабанного типа иногда применяются в цилиндрах высокого и среднего давлений паровых турбин АЭС [4] и компрессорах газовых турбин. Преимущества сварных роторов в сравнении с цельноковаными роторами и роторами с насадными дисками, опыт их конструирования, производства и эксплуатации рассмотрены в [5].

Конструкции сварных роторов, как показано на рис.1, включают кованые диски 1 с наружными 3 и внутренними 4 частями относительно перемычек 2. Диски соединены сварными швами 5 по перемычкам 2. В