

позволяющие оценить динамические характеристики, параметры напряженно-деформированного состояния и ресурс пространственных трубопроводных систем при стационарном случайном воздействии.

Литература

1. Постнов В.А., Хархурим И.Я.. Метод конечных элементов в расчетах судовых конструкций. – Судостроение, Ленинград, 1974. **2.** Жовдак В.А., Трубаев А.И. Прогнозирование ресурса трубопроводов при случайном воздействии, Изв. вузов. Машиностроение, 1987, 6, 24-28. **3.** Тихонов В.И. Статистическая радиотехника. – Советское радио, Москва. – 1966.

Поступила в редколлегию 14.09.2001

УДК 539.3

ИССЛЕДОВАНИЕ СТАТИЧЕСКОЙ ПРОЧНОСТИ ВЕДУЩЕГО КОЛЕСА ГУСЕНИЧНОЙ МАШИНЫ

Д.В.Бибик, С.И.Богарсуков

КП ХКБМ им. А.А. Морозова, Харьков, Украина.

The work is devoted to research of static durability of a real design – conducting wheel of the caterpillar machine. The decision of the task is achieved by sharing of an experimental research of a sample and numerical account of finite-element model of research object. The experimental research was carried out by a strain measurement method, and for finite-element account the ANSYS program was used. The estimation of wheels static durability at real loads influence was received as a result.

Введение

Оценка напряженного состояния ведущих колес гусеничных машин может быть получена либо путем дорогостоящего и длительного натурного испытания, либо расчетным путем, для чего необходимо иметь адекватную расчетную модель. В настоящее время в технической литературе отсутствует рассмотрение вопросов прочностного расчета таких конструкций. Между тем расчетная модель может быть получена только на основе экспериментального исследования.

Появление данной работы было обусловлено указанными обстоятельствами. В ней приведено экспериментальное исследование напряженного состояния колеса. Потом та же задача решается путем численного исследования. Сопоставление результатов производится по наибольшим главным напряжениям.

Наибольший крутящий момент в эксперименте составил 69000 Н·м, при расчете принимался равным 120000 Н·м, т.е. максимально возможным для данного типа машины.

1 Экспериментальное исследование

Экспериментальное исследование напряженного состояния ведущего колеса выполнялось методом тензометрирования [1]. В качестве первичных преобразователей применялись тензодатчики КФ4П1-5-100, розетки КФ4Р2-5-200 и цепочки КФ5Ц2-3-100. Питание тензодатчиков и преобразование их сигналов осуществлялось системой измерения тензометрической СИИТ-3.

Основным отличием рассматриваемого ведущего колеса от выпускаемого серийно является длина его цилиндрической части диаметром 462 мм. На стадии планирования эксперимента предполагалось, что на прочность колеса значительное влияние оказывают лишь деформации кручения. Исходя из этого предположения, была сформирована схема расположения тензодатчиков. Датчики на колесо наклеивались в предполагаемых местах опасных сечений, так, как это показано на рис. 1. Здесь позициями обозначены розетки тензодатчиков и отдельно вынесена цепочка тензодатчиков, соединенных последовательно.

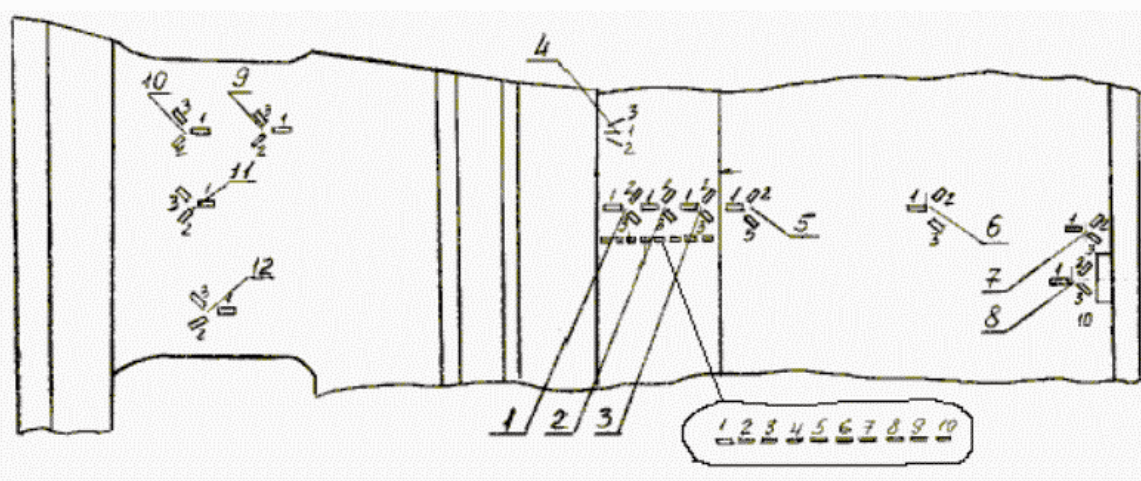


Рис. 1. Схема наклейки датчиков (вид сверху).

Для проведения испытаний была изготовлена специальная установка, в которой имитировались действующие на колесо факторы. Специальная установка, на которой проводились испытания, приведена на рис. 2. На плите 1 установки крепился картер 2, в который устанавливалась бортовая передача (БП) в сборе с реверсивной коробкой передач (КП) 3. На вал БП устанавливалось ведущее колесо 4, которое охватывалось частью гусеницы 5. Последняя с помощью кронштейнов 6 крепилась к плите 1. Усилие натяжения гусеницы контролировалось тензометрическими шпильками 7. Ведущее колесо со стороны КП нагружалось с помощью рычага 8 крутящим моментом.

Испытания проводились в следующем порядке:

– ведущее колесо крепилось на БП таким образом, чтобы зона, обклеенная тензодатчиками, находилась в центре сектора охвата колеса гусеницей. В связи с тем, что гусеница имеет существенную продольную податливость, для обеспечения передачи максимального крутящего момента часть ее траков до первого нагруженного зуба ведущего колеса заменялась стальной пластиной, к которой были приварены штатные пальцы.

– в КП включалась I передача, и на ее входе прикладывался ступенчато возрастающий крутящий момент. При каждом из значений момента определялись действующие в диске напряжения. В данных испытаниях был реализован максимальный крутящий момент на выходном валу БП равный 69000 Н·м.

– гусеница откреплялась от тензометрических шпилек и снималась с ведущего колеса, которое после этого поворачивалось последовательно на 1 зуб ($\approx 30^\circ$) и на $\approx 180^\circ$ (в первом случае нагружаемый зуб оставался в секторе охвата колеса гусеницей). В каждом из указанных вариантов после закрепления гусеницы на колесе повторялись измерения по предыдущему пункту.

При обработке результатов измерений, показания цепочек тензодатчиков учитывались непосредственно, а для розеток дополнительно рассчитывались главные напряжения σ_1 и σ_2 по формулам:

$$\begin{cases} \sigma_1 = E \left(\frac{\varepsilon_a + \varepsilon_b + \varepsilon_c}{3(1-\nu)} + \frac{1}{1+\nu} \sqrt{\left(\varepsilon_a - \frac{\varepsilon_a + \varepsilon_b + \varepsilon_c}{3} \right)^2 + \left(\frac{\varepsilon_b - \varepsilon_c}{\sqrt{3}} \right)^2} \right), \\ \sigma_2 = E \left(\frac{\varepsilon_a + \varepsilon_b + \varepsilon_c}{3(1-\nu)} - \frac{1}{1+\nu} \sqrt{\left(\varepsilon_a - \frac{\varepsilon_a + \varepsilon_b + \varepsilon_c}{3} \right)^2 + \left(\frac{\varepsilon_b - \varepsilon_c}{\sqrt{3}} \right)^2} \right) \end{cases}, \quad (1)$$

для розеток с углами между датчиками 60° и 120° ;

$$\begin{cases} \sigma_1 = E \left(\frac{\varepsilon_a + \varepsilon_c}{2(1-\nu)} + \frac{1}{2(1+\nu)} \sqrt{(\varepsilon_a - \varepsilon_c)^2 + (2\varepsilon_b - \varepsilon_a - \varepsilon_c)^2} \right), \\ \sigma_2 = E \left(\frac{\varepsilon_a + \varepsilon_c}{2(1-\nu)} - \frac{1}{2(1+\nu)} \sqrt{(\varepsilon_a - \varepsilon_c)^2 + (2\varepsilon_b - \varepsilon_a - \varepsilon_c)^2} \right) \end{cases}, \quad (2)$$

для розеток с углами 45° и 90° ,

где E – модуль упругости Юнга;

ν – коэффициент Пуассона, равный 0,3;

$\varepsilon_a, \varepsilon_b, \varepsilon_c$ – деформации, измеряемые тензодатчиками, образующими с осью отсчета углы соответственно равные $0^\circ, 60^\circ$ и 120° для (1) и $0^\circ, 45^\circ$ и 90° для (2).

Учитывая, что диск ведущего колеса находится в условиях сложного

напряженного состояния, оценка его прочности производилась на основании анализа действующих главных напряжений по IV теории предельного состояния (критерий удельной потенциальной энергии формоизменения):

$$\sigma_{ЭКВIV} = \sqrt{\frac{1}{2}(\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + (\sigma_2 - \sigma_1)^2)}. \quad (3)$$

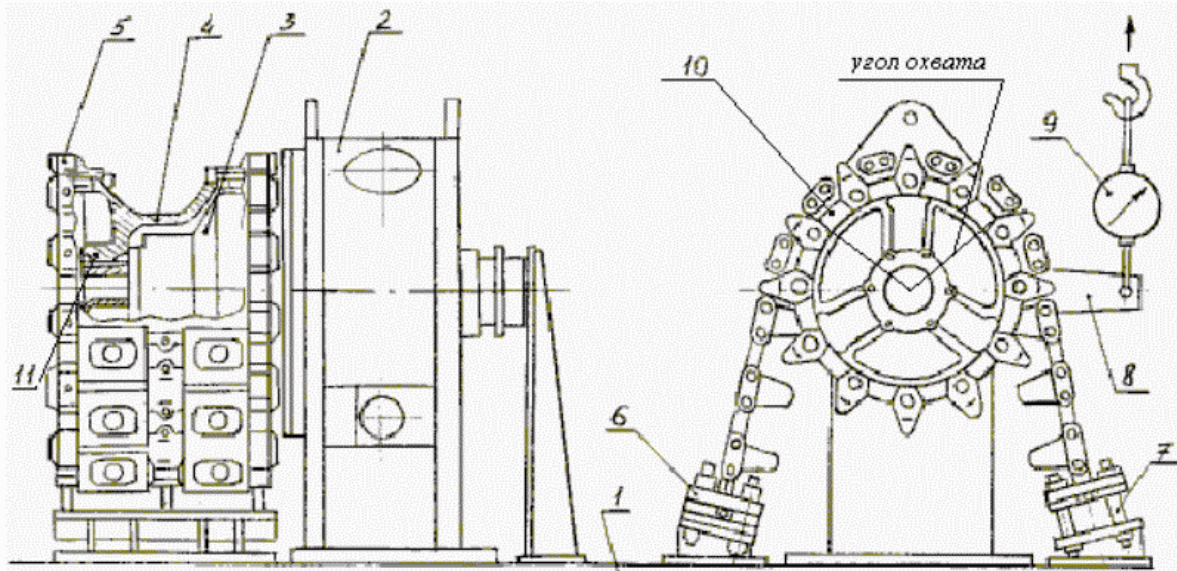


Рис. 2. Установка для проведения эксперимента.

Анализ результатов испытаний показал, что наиболее нагруженным местом на поверхности колеса является зона расположения розетки №4 (рис.1). В табл. 1 представлены значения главных напряжений σ_1 , σ_2 , максимальных касательных напряжений τ_{max} и составляющих шарового тензора напряжений σ_0 для розетки №4 при крутящем моменте $M_{кр} = 69000$ Н·м. Когда линия расположения цепочки датчиков проходит через середину дуги сектора охвата колеса гусеницей и фаза поворота колеса составляет 0° , то датчики находятся “вверху”. Когда же фаза поворота колеса составляет 180° , то датчики находятся “внизу”.

Из таблицы видно, что компоненты шарового тензора напряжений на диаметрально противоположных частях диска несколько отличаются по абсолютному значению и противоположны по знаку. Это свидетельствует о том, что на напряженное состояние колеса в данной области наибольшее влияние оказывает изгиб. Такие результаты были получены впервые. Ранее действие изгиба на конструкции такого рода не рассматривалось.

Судя по результатам, полученным при ступенчатом нагружении колеса крутящим моментом, зависимость $\sigma(M_{кр})$ является линейной, по крайней мере, до значения $M_{кр} = 69000$ Н·м, которое оказалось максимально возможным реализуемым значением крутящего момента в экспериментальной установке.

Табл. 1. Максимальные напряжения в розетке №4 (экспериментальные данные), МПа

Положение датчиков	σ_1	σ_2	ϕ_{\max}	σ_0
“вверху”	137	50	93,5	62
“внизу”	-109	-171	31	-93

2 Численное исследование

Для численного исследования был выбран метод конечных элементов [2], а в качестве его машинной реализации программный комплекс ANSYS 5.6 Professional.

В качестве типа конечных элементов, на которые разбивалась модель, была выбрана тетраэдральная четырехузловая форма трехмерного конечного элемента SOLID45 и оставлены три степени свободы в узле – линейные перемещения u_x, u_y, u_z [3].

Разбиение на конечные элементы осуществлялось в автоматическом режиме. При выполнении разбиения оказалось невозможным существенно влиять на плотность конечно-элементной сетки на отдельных участках конструкции. Расчеты были проведены для двух сеток разбиения. В I случае (сетка-1) конструкция была разбита на 22727 элементов, средний размер стороны каждого элемента был порядка 2 см. Во II (сетка-2) случае было 93581 элемент с длиной стороны около 1 см.

Нагружение колеса было смоделировано следующим образом. Для узлов, принадлежащих шлицевой поверхности (поз. 11, рис. 2), была введена локальная цилиндрическая система координат, в которой были приложены сосредоточенные силы к этим узлам в направлении окружной координаты ϕ . Их перемещение в радиальном направлении r было запрещено. Таким образом, имитировалось приложение крутящего момента и расположение колеса на ведущем валу КП. Также был наложен запрет на перемещение в направлении координаты z (которая совпадает с осью вращения колеса) к части узлов, принадлежащих шлицевой поверхности, чтобы полностью исключить возможность перемещения колеса, как единого целого.

Для узлов, принадлежащих фланцевым поверхностям (поз. 10, рис. 2), также была введена локальная цилиндрическая система координат. Из них выбиралась группа узлов, находящихся в секторе охвата колеса гусеницей, на которые накладывался запрет на перемещение в направлении окружной координаты ϕ . Часть узлов фланцевой поверхности оставалась в прямоугольной декартовой системе координат, и к ним были приложены силы в вертикальном направлении, что имитировало действие сил натяжения гусениц.

Для решения задачи трехмерного статического исследования опытным

путем был выбран итерационный решатель PCG Solver (Precondition Conjugated Gradient).

Табл. 2. Предельные значения напряжений для розетки №4, МПа (сравнение экспериментальных данных и численного расчета)

Нагрузка		Напряжение	Значение
$M_{кр} = 69000 \text{ Н}\cdot\text{м}$	эксп.	σ_i	137
$M_{кр} = 69000 \text{ Н}\cdot\text{м}$	сетка-1	σ_i	129
$M_{кр} = 69000 \text{ Н}\cdot\text{м}$	сетка-2	σ_i	114
$M_{кр} = 120000 \text{ Н}\cdot\text{м}$	сетка-1	σ_i	208

Результаты прочностного расчета (см. табл. 2) показали следующее:

– при максимальной прилагаемой внешней нагрузке интенсивность напряжений не превышает предела текучести $[\sigma_{доп}] = 500 \text{ МПа}$;

– результаты, полученные на сетке-1 отличались от экспериментальных на 6%, а полученные на сетке-2 – на 17 %. Различие результатов, полученных на двух сетках разбиения составило 12 %.

Коэффициент запаса в опасной точке (для сетки-1)

$$n = [\sigma_{доп}] / \sigma_i = 2,4$$

при максимальной нагрузке больше единицы, следовательно материал колеса деформируется упруго во всем диапазоне нагружения.

Выводы

– впервые получены экспериментальные данные, свидетельствующие об определяющем влиянии изгиба на напряженное состояние ведущего колеса гусеничной машины;

– разработана трехмерная конечно-элементная модель ведущего колеса, которая позволяет качественно и количественно оценить напряжения, возникающие в нем;

Литература

1. Тензометрия в машиностроении. Под ред. Р.А.Макарова. – М.: Машиностроение, 1975. – 288 с. **2.** Зенкевич О. Метод конечных элементов в технике. – М.: Мир, 1975. – 541 с. **3.** ANSYS User's Manual for Revision 5.0 Volume IV 1994, Swanson Analysis Systems, Inc.

Поступила в редколлегию 11.09.2001