

МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ВЕЛИЧИНЫ НАТЯГА, ОБРАЗУЮЩЕГОСЯ ПРИ СБОРКЕ ОБОДА И ДИСКА КОЛЕСА АВТОМОБИЛЯ И ТРАКТОРА

THE METHOD FOR DETERMINING THE AMOUNT OF INTERFERENCE FORMED DURING THE ASSEMBLY OF THE RIM AND DISK OF THE WHEEL OF AUTOMOBILE AND TRACTOR

Е.А. МАКСИМОВ, к.т.н.
Е.П. УСТИНОВСКИЙ, к.т.н.

ФГОУ Южноуральский государственный университет,
Челябинск, Россия, Maksimov50@mail.ru

E.A. MAKSIMOV, PhD in Engineering
E.P. USTINOVSKY, PhD in Engineering

FGOU the South Ural state university, Chelyabinsk, Russia,
Maksimov50@mail.ru

Система «диск» – обод является сложной конструкцией, обладающей многообразием свойств, которые до настоящего времени не изучены до конца. Колесо автомобиля представляет собой осесимметричную конструкцию, состоящую из обода и диска для крепления его к ступице. С одной стороны внешний диаметр диска (буртик) по окружности приваривается к внутреннему диаметру обода (полке), образуя жесткое неразъемное соединение. С другой стороны с помощью болтового соединения диск прикрепляется к ступице, образуя колесо-ступиный узел. Линия сборки обода и диска колеса грузового автомобиля состоит из следующих технологических операций: запрессовка диска в обод, сварка наружного шва, сварка внутреннего шва, очистка поверхности от сварочных брызг, пробивка вентильного отверстия, зачеканивание заусенцев на вентильном отверстии, контроль биения. При запрессовке диска в обод необходимо знать величину натяга, а также распределение радиальных и тангенциальных напряжений.

Определение величины натяга является актуальной задачей, так как эта характеристика является основной при сборке обода и диска колеса. Установлено, что для радиальных напряжений наблюдается сжатие, наибольшая величина которых располагается на границе диска и обода; для тангенциальных напряжений наблюдается растяжение, наибольшая величина которых располагается на границе диска и обода. Расчеты показали, что для колеса с диаметром диска 400 мм и диаметром обода 300 мм при модуле упругости $2 \cdot 10^4$ МПа и давлении 600 МПа, натяг составляет 0,0865 мм.

Ключевые слова: запрессовка, диск, обод, колесо, натяг.

The disk-rim system is a complex structure with a variety of properties that have not yet been fully studied. The vehicle wheel is an axisymmetric structure consisting of a rim and a disk for attaching it to the hub. On the one hand, the outer diameter of the disk (flange) is welded around the circumference to the inner diameter of the rim (shelf), forming a rigid one-piece connection. On the other hand, using a bolted connection, the disk is attached to the hub, forming a wheel-hub assembly. The assembly line of the rim and wheel disk of a truck consists of the following technological operations: pressing the disk into the rim, welding the outer seam, welding the inner seam, cleaning the surface from welding spatter, punching the valve hole, curing burrs on the valve hole, and controlling the runout. When pressing the disk into the rim, it is necessary to know the amount of interference, as well as the distribution of radial and tangential stresses. Determining the amount of interference is an urgent task, since this characteristic is fundamental when assembling the rim and wheel disc. It was found that for radial stresses the compression is observed. Its largest value is located at the boundary of the disk and the rim. For tangential stresses the tension is observed. Its largest value is located at the boundary of the disk and the rim. Calculations showed that for a 400 mm wheel disk, a 300 mm wheel rim an elastic modulus is $2 \cdot 10^4$ MPa, a force modulus is 600 MPa, an interference fit is 0,0865 mm.

Keywords: pressing, disk, rim, wheel, interference.

Введение

Для создания современных автомобилей необходимо знать основные характеристики колес. Система диск-обод является сложной конструкцией, обладающей многообразием свойств, которые до настоящего времени не изучены до конца [1–4]. Для более полного выявления ресурса прочности, а также анализа опытных конструкций колес необходимо знать основные особенности их конструкций и работы (натяг при сборке обода и диска) [5, 6]. Однако в настоящее время имеется ограниченное количество работ, посвященных расчету натяга при сборке обода и диска [7].

Определение величины натяга является актуальной темой, так как эта характеристика является основной при сборке обода и диска колеса.

Известно, что колесо автомобиля представляет собой осесимметричную конструкцию, состоящую из обода и диска для крепления его к ступице. С одной стороны внешний диаметр диска (буртик) по окружности приваривается к внутреннему диаметру обода (полке), образуя жесткое неразъемное соединение. С другой стороны с помощью болтового соединения диск прикрепляется к ступице, образуя колесно-ступичный узел.

Цель исследований

Разработка методики определения величины натяга, образующегося при сборке обода и диска колеса автомобиля и трактора.

Материалы и методы

Определим распределение напряжений по толщине диска и обода, образующихся при запрессовке диска в обод колеса в результате имеющегося натяга. Линия сборки обода и диска колеса грузового автомобиля состоит из следующих технологических операций: запрессовка диска в обод, сварка наружного шва, сварка внутреннего шва, очистка поверхности от сварочных брызг, пробивка вентиляционного отверстия, зачеканивание заусенцев на вентиляционном отверстии, контроль биения [11–13].

Запрессовка диска в обод выполняется на гидравлическом прессе (рис. 1). На фиксатор пуансона пресса устанавливается диск. Далее, при ходе пуансона вверх, обод с помощью неподвижной матрицы напрессовывается на диск. В конце рабочего хода пуансона производится калибровка цилиндрической поверхности. В момент сборки диск прижимается

к пуансону номинальным усилием, развиваемым прессом.

Сварка наружного и внутреннего шва обода и диска колес производится плавящимся электродом в среде инертного газа.

Определим распределение напряжений по толщине диска и обода, образующихся при запрессовке диска в обод колеса в результате натяга.

Принимаем наружный радиус диска и внутренний диаметр обода колеса как r_1 , наружный диаметр обода – r_2 , расстояние смещения центра окружности в результате дефекта разностенности – e ; цилиндр подвергнут наружному p_2 и внутреннему давлению p_1 (рис. 2).

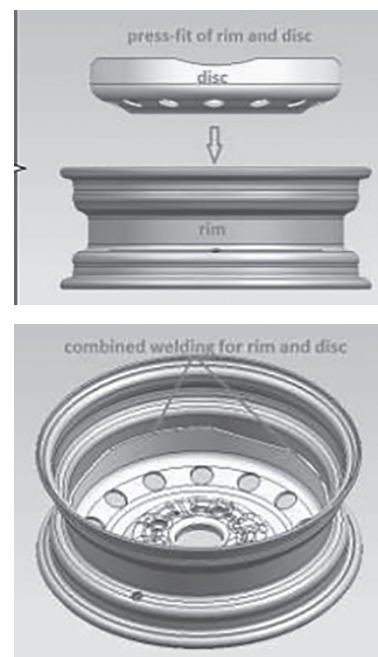


Рис. 1. Схема запрессовки диска в обод колеса

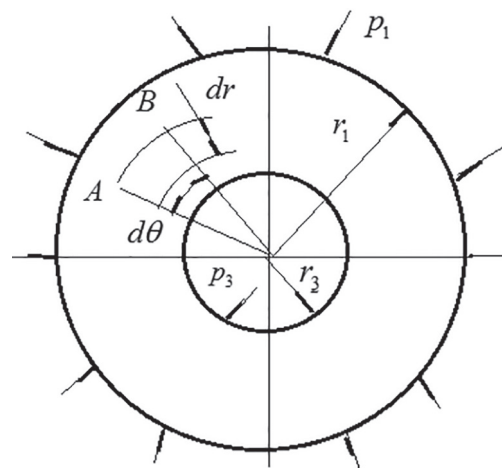


Рис. 2. Схема выделения элемента кольца на ободе колеса

Рассмотрим очень узкое кольцо материала радиусом r внутри стенки. Толщину кольца обозначим dr . Пусть AB изображает небольшую часть этого кольца, соответствующую центральному углу $d\theta$. Размер выделенного элемента принимается равным единице. Пусть σ_r и $\sigma_r + d\sigma_r$ – напряжения, действующие по внутренней и наружной поверхностям элемента AB , а σ_θ – тангенциальные напряжения. Касательными напряжениями по граням выделенного элемента пренебрегаем. По граням элемента AB будут действовать σ_r – радиальные напряжения.

Расчетные зависимости

На элемент AB действуют две силы $\sigma_\theta dr$, составляющие между собой угол $d\theta$, и радиальная сила, равная $(\sigma_r + d\sigma_r) \times (r + dr) d\theta - \sigma_r r d\theta$. Эта сила направлена в сторону наружной поверхности.

Условие равновесия элемента запишем в виде:

$$[(\sigma_r + d\sigma_r)(r + dr) - \sigma_r r]d\theta = \sigma_\theta dr d\theta. \quad (1)$$

Проведя упрощения в уравнении (1), будем иметь:

$$\sigma_r dr - d\sigma_r r = \sigma_\theta dr. \quad (2)$$

Уравнение (2) запишем в другом виде:

$$\sigma_r - \sigma_\theta + \frac{d\sigma_r}{dr} r = 0. \quad (3)$$

Условие равновесия дало только одно уравнение для нахождения двух неизвестных напряжений. То есть задача статически неопределима, и необходимо обратиться к рассмотрению деформаций. Деформация колеса будет заключаться в его удлинении в радиальном направлении. Обозначим радиальное перемещение точек внутренней поверхности рассматриваемого элемента через u (рис. 3). Точки наружной поверхности переместятся по радиусу на другую величину: $u + du$. Таким образом, толщина dr выделенного элемента увеличится на du , и относительное удлинение материала в радиальном направлении будет:

$$\varepsilon_r = \frac{du}{dr}. \quad (4)$$

В направлении напряжений σ_θ относительное удлинение ε_θ будет равно относительному удлинению дуги ab , так как относительное удлинение дуги такое же, как относительное удлинение радиуса r , то $\varepsilon_\theta = u / r$.

По закону Гука:

$$\varepsilon_r = \frac{1}{E}(\sigma_r - \mu\sigma_\theta) = \frac{du}{dr}, \quad (4)$$

$$\varepsilon_\theta = \frac{1}{E}(\sigma_\theta - \mu\sigma_r) = \frac{u}{r}, \quad (5)$$

где μ – коэффициент Пуассона; E – модуль упругости.

Так как ε_θ , ε_r определяются одной и той же функцией и u , то они связаны условием совместности. Дифференцируя $\frac{d\varepsilon_\theta}{dr}$, получаем:

$$\varepsilon_\theta = \frac{u}{r}. \quad (6)$$

$$\frac{d\varepsilon_\theta}{dr} = \frac{1}{r}(\varepsilon_r - \varepsilon_\theta). \quad (7)$$

Это и будет условие совместности деформаций.

Заменяя в нем значения ε_r и ε_θ по (4), (5), получаем второе уравнение, связывающее радиальное и тангенциальное напряжения:

$$\frac{d\sigma_\theta}{dr} - \mu \frac{d\sigma_r}{dr} = \frac{1+\mu}{r}[\sigma_r - \sigma_\theta]. \quad (8)$$

Подставляя в это уравнение значение разности $(\sigma_r - \sigma_\theta)$ из (3), находим:

$$\frac{d\sigma_\theta}{dr} + \frac{d\sigma_r}{dr} = 0. \quad (9)$$

Для совместного решения уравнений (1) и (9) продифференцируем первое по r и подста-

вим в него значение $\frac{d\sigma_\theta}{dr}$ из второго, получим:

$$\frac{d\sigma_\theta}{dr} - \frac{d\sigma_r}{dr} + r \frac{d^2\sigma_r}{dr^2} + \frac{d\sigma_\theta}{dr} = 0. \quad (10)$$

Уравнение (10) запишем в виде:

$$\frac{d^2\sigma_r}{dr^2} + \frac{3d\sigma_r}{r dr} = 0. \quad (11)$$

Интеграл уравнения (11) запишем в виде:

$$\sigma_r = A + \frac{B}{r^2}. \quad (12)$$

Постоянные A и B определяются из начальных условий на внутренней и наружной поверхностях:

$$(\sigma_r)_{r=r_1} = -p_1. \quad (13)$$

$$(\sigma_r)_{r=r_2} = -p_2. \quad (14)$$

Знак «минус» в правых частях этих формул поставлен потому, что положительными σ_r мы приняли растягивающие напряжения (рис. 1).

Из условий (13), (14) получим:

$$A = \frac{p_2 r_2^2 - p_1 r_1^2}{r_1^2 - r_2^2}. \quad (15)$$

$$B = \frac{(p_2 - p_1) r_1^2 r_2^2}{r_1^2 - r_2^2}. \quad (16)$$

Пользуясь этими значениями и уравнением (12), получим:

$$\sigma_r = \frac{p_2 r_2^2 - p_1 r_1^2}{r_1^2 - r_2^2} - \frac{(p_2 - p_1) r_1^2 r_2^2}{r^2 (r_1^2 - r_2^2)}. \quad (17)$$

$$\sigma_\theta = \frac{p_2 r_2^2 - p_1 r_1^2}{r_1^2 - r_2^2} + \frac{(p_2 - p_1) r_1^2 r_2^2}{r^2 (r_1^2 - r_2^2)}. \quad (18)$$

Эпюры распределение напряжений по радиусу обода и диска колеса представлены на рис. 3.

Анализ распределение напряжений по радиусу обода и диска колеса, представленных на рис. 3, показал, что для радиальных напряжений наблюдается сжатие, наибольшая величина – на границе диска и обода; для тангенциальных напряжений наблюдается растяжение, наибольшая величина – на границе диска и обода.

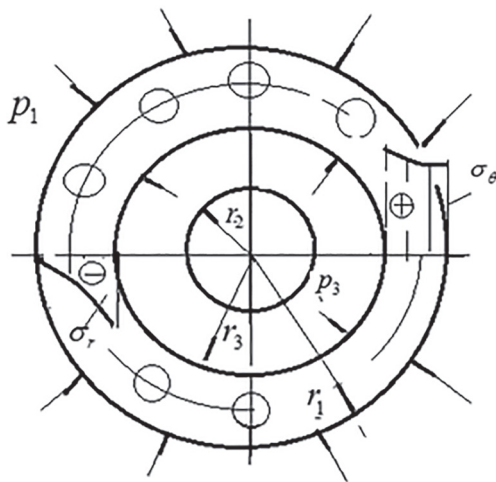


Рис. 3. Эпюры распределение напряжений по радиусу обода и диска колеса

Результаты и обсуждение

При запрессовке диска в обод необходимо знать величину натяга, а также распределение радиальных и тангенциальных напряжений. От величины натяга и эпюр радиальных и тангенциальных напряжений зависит работа линии сборки обода и диска колеса.

Установим, какую разницу в радиусах $\Delta r_3 = r_3^{**} - r_3^*$ надо обеспечить для того, чтобы создать усилие p_3 , где r_3^{**} – начальный внутренний радиус наружного цилиндра, r_3^* – начальный наружный радиус внутреннего цилиндра. При натяге внутренней окружности обода происходит выравнивание этих радиусов за счет уменьшения r_3^{**} на Δr_3^{**} и увеличения r_3^* на Δr_3^* :

$$\Delta r_3 = \Delta r_3^{**} - \Delta r_3^*. \quad (19)$$

Относительное тангенциальное удлинение материала на внутренней поверхности наружного цилиндра равно:

$$\varepsilon_\theta^* = \frac{p_3}{E} \cdot \left[\frac{r_1^2 + r_3^2}{r_1^2 - r_3^2} + \mu \right]. \quad (20)$$

В формулу (20) вместо Δr_3^* подставлена величина общего для обода и диска радиуса $\Delta r_3 = \Delta r_3^{**} - \Delta r_3^*$, так как Δr_3^* – малая величина, и такая замена вводит очень небольшую погрешность. Увеличение радиуса запишем в виде:

$$\Delta r_3^* = \frac{p_3 r_3^*}{E} \cdot \left[\frac{r_1^2 + r_3^2}{r_1^2 - r_3^2} + \mu \right]. \quad (21)$$

Относительное тангенциальное сжатие материала на наружной поверхности равно:

$$\varepsilon_\theta^{**} = -\frac{p_3}{E} \cdot \left[\frac{r_1^2 + r_3^2}{r_1^2 - r_3^2} - \mu \right]. \quad (22)$$

Укорочение радиуса Δr_3^{**} будет равно:

$$\Delta r_3^{**} = \frac{p_3 r_3^*}{E} \cdot \left[\frac{r_1^2 + r_3^2}{r_1^2 - r_3^2} - \mu \right]. \quad (23)$$

Сумма абсолютных величин Δr_3^{**} , Δr_3^* равна:

$$\begin{aligned} & \frac{p_3 r_3^*}{E} \cdot \left[\frac{r_1^2 + r_3^2}{r_1^2 - r_3^2} + \mu \right] + \frac{p_3 r_3^*}{E} \cdot \left[\frac{r_1^2 + r_3^2}{r_1^2 - r_3^2} - \mu \right] = \\ & = \frac{2 p_3 r_3^*}{E} \cdot \frac{r_1^2 + r_3^2}{(r_1^2 - r_3^2)} = \Delta r_3. \end{aligned} \quad (24)$$

Таким образом, чтобы обеспечить наличие принятого нами начального усилия p_3 , необходимо дать разницу диаметров (натяг) Δd_3 :

$$\Delta d_3 = \frac{4 p_3 r_3^*}{E} \cdot \frac{r_1^2 + r_3^2}{(r_1^2 - r_3^2)(r_3^2 - r_2^2)}. \quad (25)$$

Определим величину натяга для колеса с диском $2r_1 = 400$ мм и ободом $2r_1 = 300$ мм при модуле упругости $E = 2104$ МПа, давлении

$p_3 = 600$ МПа и запасе прочности не менее двух. По формуле (23) для r_3 определяем $2r_3 = 173$ мм. По формуле (25) определяем величину натяга $\Delta d_3 = 0,0865$ мм.

Заключение

1. Разработана методика расчета распределения напряжений по толщине диска и обода, образующихся при запрессовке диска в обод колеса, а также величины натяга обода и диска при его запрессовке.

2. Установлено, что для радиальных напряжений наблюдается сжатие с наибольшей величиной на границе диска и обода, для тангенциальных напряжений наблюдается растяжение с наибольшей величиной на границе диска и обода.

3. Расчетным путем установлено, что для колеса с диском $2r_1 = 400$ мм и ободом $2r_2 = 300$ мм при модуле упругости $E = 2 \cdot 10^4$ МПа и $p_3 = 600$ МПа, величина натяга составляет $\Delta d_3 = 0,0865$ мм.

Литература

1. Стуканов В.А. Устройство автомобилей. М.: Форум, 2017. 496 с.
2. Стуканов В.А. Литые алюминиевые колеса для легковых автомобилей: проектирование, изготовление, контроль качества // Автомобильная промышленность. 2002. № 9. С. 29–31.
3. Савельев Г.В. Колесо для шин трактора с регулируемым давлением // Автомобильный транспорт. 1967. № 5. С. 41–42.
4. Балабин И.В. Расчет напряженно-деформированного состояния диска автомобильного колеса //

Автомобильная промышленность. 2001. № 6. С. 18–19.

5. Балабин И.В. Расчет напряженного состояния неразъемного обода колеса грузовых автомобилей и автобусов // Автомобильная промышленность. 2003. № 2. С. 29–30.
6. Кнороз В.И. Шины и колеса. М.: Машиностроение, 1975. 183 с.
7. Зубарев Н.А. Исследование долговечности дисков автомобильных колес // Автомобильная промышленность. 1970. № 3. С. 23–25.

References

1. Stukanov V.A. Ustrojstvo avtomobiley [Automobile construction]. Moscow: the Forum Publ., 2017. 496 p.
2. Stukanov V.A. Cast aluminum wheels for automobiles: design, manufacture, quality control. Automobile promyshlennost. 2002. № 9, pp. 29–31 (in Russ.).
3. Savelyev G.V. Wheel for tractor tires with adjustable pressure. Motor transport. 1967. № 5, pp. 41–42 (in Russ.).
4. Balabin I.V. Calculation of the stress-strain state of the automobile wheel disk. Automobile promyshlennost. 2001. № 6, pp. 18–19 (in Russ.).
5. Balabin I.V. Calculation of the stress state of the integral wheel rim of trucks and buses. Automobile promyshlennost. 2003. № 2, pp. 29–30 (in Russ.).
6. Knoroz V.I. Shyny i kola [Tyres and wheels]. TH.: Engineering industry Publ., 1975. 183 p.
7. Zubarev N.A. Study of durability of disks of automobile wheels. Motor industry. 1970. № 3, pp. 23–25 (in Russ.).