

ность и ресурсное проектирование трансмиссий мобильных машин. Мн.: Навука і тэхніка, 1995. - 256. 4. Берестнев О.В., Гоман А.М., Скороходов А.С. Сравнительная оценка виброактивности зубчатых передач методом разложения движения по собственным формам// Доклады АНБ, технические науки. 1994. Т.38.№3. С.115-117. 5. Soliterman Y.L., Goman A.M. Reliability forecasting of gear units in accounting of meshing dynamics// Proceedings of the 4th World Congress on Gearing and Power Transmission. Paris, France, 1999. V.3., P.2389-2394. 6. Гринкевич В.К., Овчинников Н.Ф. Оптимизация собственных форм динамической системы// В кн.: Методы создания машин в малозумном исполнении. М.: Наука, 1978. С.49-51. 7. Бидерман В.Л. Теория механических колебаний. М.: Высшая школа, 1980. - 408с. 8. Вибрации в технике. Справочник. В 6т./ Ред. В.Н.Челомей. - М.: Машиностроение, 1980. -Т3. Колебания машин, конструкций и их элементов/ Под ред. К.С.Колесникова. 1980.-544с. 9. Берестнев О.В., Гринкевич В.К., Ишин Н.Н., Гоман А.М., Скороходов А.С. Экспериментальные исследования динамических нагрузок и акустических характеристик передач с самоустанавливающимися зубчатыми колесами: Опер.-информ. Материалы/ ИНДМАШ АН БССР. Мн., 1987. - 99с. 10. Пат. 4224С2ВУ, МПК G 01 М 7/00. Способ определения частот собственных колебаний механических систем/ Берестнев О.В., Ишин Н.Н., Берестнев Я.О., Басинюк Я.В. - №а19980453; Заявл. 11.05.1998; Опубл. 30.12.2001//Афіцыйны бюлетэнь/ Дзярж. Пат. Камітэт Рэсп. Беларусь. – 2001. - № 4. – С. 171.

УДК 621.762

Дудяк А.И., Сахнович Т.А., Козловская В.М.

РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ СТАЛЬНЫХ ЦИЛИНДРОВ АППАРАТОВ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ, ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ПРИ СИНТЕЗЕ СИНТЕТИЧЕСКИХ АЛМАЗОВ

*Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь*

В технике довольно широко используются толстостенные составные цилиндры и, в частности, при проектировании и изготовлении аппаратов высокого давления. Аппараты высокого давления, используемые для синтеза искусственных алмазов и кубического нитрида бора, работают при давлениях в 55000 атмосфер и температурах 1200 ÷ 1600 °С. Рост кристаллов алмаза происходит во временных промежутках от нескольких минут до десятков часов. Перечисленные условия можно создать лишь при использовании конструкции в виде запрессованных друг в друга толстостенных цилиндров.

Наиболее нагруженной частью аппарата высокого давления являются матрицы, которые находятся в условиях всестороннего неравномерного сжатия. Известно, что при проведении испытаний на растяжение или сжатие и одновременном воздействии на образцы всестороннего гидростатического давления в 2,6 ГПа пределы прочности на растяжение для твердых сплавов марок ВК-6, ВК-8 увеличиваются более чем в пять раз, а пределы прочности на сжатие – более чем в два раза [1]. Так как матрицы аппаратов высокого давления изготавливаются из твердого сплава марки ВК-6, то с целью получения в них условий всестороннего сжатия необходимо создать как можно большее контактное давление по их боковой поверхности за счет запрессовки матриц в блок стальных колец, а также за счет деформации этих матриц в радиальном направлении в процессе их нагружения. Такая конструкция позволяет значительно увеличить срок службы аппаратов высокого давления.

Блок стальных колец обычно изготавливается путем запрессовки стальных толстостенных колец друг в друга. Рассмотрим случай, когда блок стальных колец состоит только из двух колец. Предлагаемые теоретические исследования направлены на разработку методики расчета аппаратов высокого давления с целью создания максимальных контактных давлений по боковой поверхности твердосплавных матриц. Это частично достигается за счет получения опти-

мальных значений контактных давлений в блоке стальных колец и в результате установления оптимального радиуса контакта двух стальных колец.

В общем случае выражения для определения напряжений в толстостенных цилиндрах, нагруженных только контактными давлениями по их боковой поверхности и ненагруженные в осевом направлении имеют вид [2]:

$$\begin{cases} \sigma_r = \frac{P_1 r_1^2 - P_2 r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} - \frac{(P_1 - P_2) r_1^2 r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \cdot \frac{1}{r^2}, \\ \sigma_\theta = \frac{P_1 r_1^2 - P_2 r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} + \frac{(P_1 - P_2) r_1^2 r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \cdot \frac{1}{r^2}, \end{cases} \quad (1)$$

где σ_r , σ_θ – радиальные и тангенциальные напряжения; P_1 , P_2 – внутреннее и внешнее давления на стальное кольцо; r_1 , r_2 – соответственно внутренний и внешний радиус цилиндра; r – текущее значение радиальной координаты.

Выражение для определения радиального перемещения любой точки цилиндра, нагруженного внутренним P_1 и наружным P_2 давлениями, представим в виде [2]:

$$u = \frac{1 - \mu}{E} \cdot \frac{P_1 r_1^2 - P_2 r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \cdot r + \frac{1 + \mu}{E} \cdot \frac{(P_1 - P_2) r_1^2 r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \cdot \frac{1}{r}, \quad (2)$$

где μ – коэффициент Пуассона; E – модуль Юнга.

Рассмотрим внутренний толстостенный цилиндр, нагруженный внешним давлением P_C , возникающим в зоне контакта двух цилиндров в результате их запрессовки друг в друга с некоторым радиальным натягом (рис. 1).

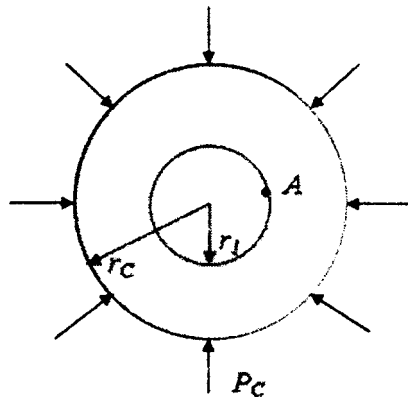


Рис. 1. Схема нагружения внешним давлением внутреннего цилиндра

Используя выражения (1), определим значения радиальных и тангенциальных напряжений для внутреннего цилиндра в опасной точке A при $P_1=0$, $P_2=P_C$, $r_1=r_1$, $r_2=r_C$, $r=r_1$:

$$\begin{aligned} \sigma'_{r(A)} &= \frac{-P_C r_C^2}{r_C^2 - r_1^2} - \frac{(-P_C) r_C^2 r_1^2}{r_C^2 - r_1^2} \cdot \frac{1}{r_1^2} = 0, \\ \sigma'_{\theta(A)} &= \frac{-P_C r_C^2}{r_C^2 - r_1^2} + \frac{(-P_C) r_C^2 r_1^2}{r_C^2 - r_1^2} \cdot \frac{1}{r_1^2} = -\frac{2P_C r_C^2}{r_C^2 - r_1^2}, \end{aligned} \quad (3)$$

где P_C – контактное давление; r_C – радиус контакта двух цилиндров.

Наружный цилиндр можно рассматривать как толстостенный цилиндр, нагруженный внутренним давлением P_C (рис. 2).

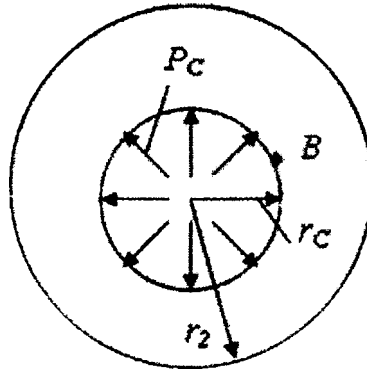


Рис. 2. Схема нагружения внутренним давлением наружного цилиндра

Используя выражения (1), найдем значения радиальных и тангенциальных напряжений для наружного цилиндра в опасной точке B при $P_1 = P_C, P_2 = 0, r_1 = r_C, r_2 = r_2, r = r_C$:

$$\sigma'_{r(B)} = \frac{P_C r_C^2}{r_2^2 - r_C^2} - \frac{P_C r_2^2 r_C^2}{r_2^2 - r_C^2} \cdot \frac{1}{r_C^2} = -P_C,$$

$$\sigma'_{\theta(B)} = \frac{P_C r_C^2}{r_2^2 - r_C^2} + \frac{P_C r_2^2 r_C^2}{r_2^2 - r_C^2} \cdot \frac{1}{r_C^2} = P_C \cdot \frac{r_2^2 + r_C^2}{r_2^2 - r_C^2}. \quad (4)$$

Загрузим конструкцию, состоящую из внутреннего и наружного цилиндров, запрессованных друг в друга, внутренним давлением P (рис. 3).

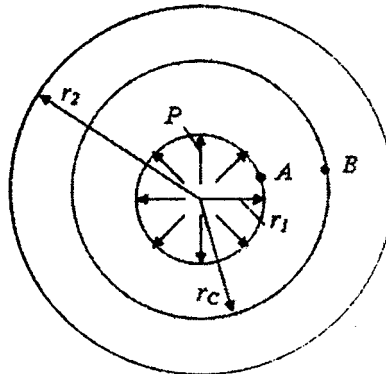


Рис. 3. Схема нагружения внутренним давлением внутреннего и наружного цилиндра, запрессованных друг в друга

Используя выражения (1), определим величину радиальных и окружных напряжений в точках A и B от внутреннего давления P :

$$\begin{aligned}\sigma_{r(A)}'' &= \frac{Pr_1^2}{r_2^2 - r_1^2} - \frac{Pr_2^2 r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} \cdot \frac{1}{r_1^2} = -P, \\ \sigma_{\theta(A)}'' &= \frac{Pr_1^2}{r_2^2 - r_1^2} + \frac{Pr_2^2 r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} \cdot \frac{1}{r_1^2} = P \cdot \frac{r_2^2 + r_1^2}{r_2^2 - r_1^2},\end{aligned}\quad (5)$$

$$\begin{aligned}\sigma_{r(B)}'' &= \frac{Pr_1^2}{r_2^2 - r_1^2} - \frac{Pr_1^2 r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \cdot \frac{1}{r_C^2} = -P \cdot \frac{r_1^2 (r_2^2 - r_C^2)}{r_C^2 (r_2^2 - r_1^2)}, \\ \sigma_{\theta(B)}'' &= \frac{Pr_1^2}{r_2^2 - r_1^2} + \frac{Pr_1^2 r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \cdot \frac{1}{r_C^2} = P \cdot \frac{r_1^2 (r_2^2 + r_C^2)}{r_C^2 (r_2^2 - r_1^2)}.\end{aligned}\quad (6)$$

Очевидно, что полные напряжения от запрессовки цилиндров друг в друга и создания внутреннего давления равны сумме соответствующих напряжений:

$$\begin{aligned}\sigma_{r(A)} &= \sigma'_{r(A)} + \sigma''_{r(A)} = 0 + (-P) = -P, \\ \sigma_{\theta(A)} &= \sigma'_{\theta(A)} + \sigma''_{\theta(A)} = -\frac{2P_C r_C^2}{r_C^2 - r_1^2} + P \frac{r_2^2 + r_1^2}{r_2^2 - r_1^2},\end{aligned}\quad (7)$$

$$\begin{aligned}\sigma_{r(B)} &= \sigma'_{r(B)} + \sigma''_{r(B)} = -P_C - P \frac{r_1^2 (r_2^2 - r_C^2)}{r_C^2 (r_2^2 - r_1^2)}, \\ \sigma_{\theta(B)} &= \sigma'_{\theta(B)} + \sigma''_{\theta(B)} = P_C \cdot \frac{r_2^2 + r_C^2}{r_2^2 - r_C^2} + P \frac{r_1^2 (r_2^2 + r_C^2)}{r_C^2 (r_2^2 - r_1^2)}.\end{aligned}\quad (8)$$

Рассмотрим случай, когда цилиндры выполнены из материалов, одинаково сопротивляющихся растяжению и сжатию, т.е. из пластичных материалов. В этом случае для определения эквивалентных напряжений используем третью теорию прочности. Если цилиндры будут изготовлены из материалов, неодинаково сопротивляющихся растяжению и сжатию, следует выбрать другой критерий прочности, однако методика расчета останется прежней. Следует отметить, что формулы для определения радиальных и тангенциальных напряжений справедливы в том случае, когда напряжения в сопрягаемых деталях не превосходят предела пропорциональности. Поэтому условие прочности, используя третью теорию прочности, представим в виде:

$$\sigma_{ЭКВ} = \sigma_1 - \sigma_3 \leq \sigma_{ПЦ}, \quad (9)$$

где $\sigma_{ЭКВ}$ – эквивалентные напряжения; σ_1 и σ_3 – главные напряжения; $\sigma_{ПЦ}$ – предел пропорциональности.

В силу симметрии нагружения цилиндра, радиальные и тангенциальные напряжения будут главными нормальными напряжениями.

Для точки *A* имеем:

$$\sigma_1 = \sigma_{\theta}, \quad \sigma_2 = 0, \quad \sigma_3 = \sigma_r. \quad (10)$$

Для точки *B* условия (10) также справедливы.

Рассматривая совместно выражения (7), (9) и условия (10), а также выражения (8), (9) и условия (10), получим следующую систему уравнений:

$$\begin{cases} \frac{2Pr_2^2}{r_2^2 - r_1^2} - \frac{2P_C r_C^2}{r_C^2 - r_1^2} \leq \sigma_{\text{пц}}, \\ \frac{2Pr_1^2 r_2^2}{r_C^2 (r_2^2 - r_1^2)} + \frac{2P_C r_2^2}{r_2^2 - r_C^2} \leq \sigma_{\text{пц}}. \end{cases} \quad (11)$$

Из первого уравнения системы (11) определим величину, равную $2P_C$:

$$2P_C = \frac{2Pr_2^2 (r_C^2 - r_1^2)}{r_C^2 (r_2^2 - r_1^2)} - \sigma_{\text{пц}} \cdot \frac{r_C^2 - r_1^2}{r_C^2}. \quad (12)$$

Подставим выражение (12) во второе уравнение системы (11), тогда получим:

$$\frac{2Pr_1^2 r_2^2}{r_C^2 (r_2^2 - r_1^2)} + \frac{2Pr_2^2 (r_C^2 - r_1^2)}{r_C^2 (r_2^2 - r_1^2)} \cdot \frac{r_2^2}{r_2^2 - r_C^2} - \sigma_{\text{пц}} \cdot \frac{r_C^2 - r_1^2}{r_C^2} \cdot \frac{r_2^2}{r_2^2 - r_C^2} = \sigma_{\text{пц}}. \quad (13)$$

Преобразуем полученное выражение (13) в квадратное уравнение относительно переменной r_C , следовательно:

$$r_C^4 - 2 \cdot \left(1 - \frac{P}{\sigma_{\text{пц}}}\right) \cdot r_2^2 r_C^2 + r_1^2 r_2^2 = 0. \quad (14)$$

Определим корни уравнения (14):

$$r_{C1,2}^2 = \left(1 - \frac{P}{\sigma_{\text{пц}}}\right) \cdot r_2^2 \pm \sqrt{\left(1 - \frac{P}{\sigma_{\text{пц}}}\right)^2 \cdot r_2^4 - r_1^2 r_2^2}. \quad (15)$$

Из анализа последнего выражения следует, что достижение максимального контактного давления на боковую поверхность твердосплавной матрицы возможно в том случае, если подкоренное выражение в формуле (15) равно нулю:

$$\left(1 - \frac{P}{\sigma_{\text{пц}}}\right)^2 \cdot r_2^4 - r_1^2 r_2^2 = 0. \quad (16)$$

Из выражения (16) определим значение величины P , которое будет равно:

$$P = \sigma_{\text{пц}} \cdot \left(1 \pm \frac{r_1}{r_2}\right). \quad (17)$$

Ранее было указано, что напряжения σ_r и σ_θ не могут быть больше, чем предел пропорциональности $\sigma_{\text{пц}}$. В зоне контакта матрицы с блоком стальных колец $\sigma_r = -P$. Из этого следует, что в выражении (17) следует пренебречь знаком «+», и окончательно выражение для определения величины контактного давления на матрицу имеет вид:

$$P = \sigma_{\text{пц}} \cdot \left(1 - \frac{r_1}{r_2}\right). \quad (18)$$

Учитывая, что подкоренное выражение в формуле (15) равно нулю, получим:

$$r_c = r_2 \cdot \sqrt{1 - \frac{P}{\sigma_{\text{пл}}}}. \quad (19)$$

С учетом выражений (18) и (19), определим величину контактного давления из выражения (12):

$$P_c = \sigma_{\text{пл}} \cdot \frac{\left[r_2^2 \cdot \left(1 - \frac{P}{\sigma_{\text{пл}}} \right) - r_1^2 \right] \cdot \left[r_2^2 \cdot \left(1 - \frac{r_1}{r_2} \right) - 1 \right]}{2r_2^2 \cdot \left(1 - \frac{P}{\sigma_{\text{пл}}} \right) \cdot (r_2^2 - r_1^2)}. \quad (20)$$

Проведенные теоретические исследования дают возможность определить оптимальные размеры внутреннего и внешнего толстостенных цилиндров, контактные давления при сборке блока стальных колец, а на основе этого определить максимально возможные давления на боковую поверхность матрицы.

ЛИТЕРАТУРА

1. Бриджмен П.В. Исследование больших пластических деформаций и разрыва. – М.: ИЛ, 1955. – 444с.
2. Феодосьев В.И. Сопротивление материалов: Учебник для вузов. – М.: Изд-во МГТУ, 1999. – 591с.

УДК 621.7.016.2 : 669.13

Покровский А.И., Дудецкая Л.Р., Ласковнев А.П., Хроль И.Н.

ВЛИЯНИЕ МОРФОЛОГИИ ГРАФИТА НА УРОВЕНЬ ШУМА ПРИ РАБОТЕ ШЕСТЕРЕН ИЗ ЛИТОГО И ДЕФОРМИРОВАННОГО ЧУГУНА

*Физико-технический институт НАН Беларуси,
г. Минск, Беларусь*

Чугун занимает одно из ведущих мест среди современных конструкционных материалов, причем наблюдается устойчивая тенденция увеличения объемов его использования с преобладанием высококачественных марок. Это объясняется лучшими литейными и технологическими свойствами чугуна по сравнению со сталью, а также некоторыми уникальными, присущими только ему особенностями. Наличие графитных включений обеспечивает меньший, чем у стали, удельный вес, лучшие антифрикционные свойства, способность быстрее гасить вибрации и резонансные колебания, пониженный уровень шума.

Форма графитных включений у различных типов чугунов существенно отличается (пластинчатая, хлопьевидная, шаровидная). Еще большее многообразие видов графитных включений (в форме дисков, эллипсоидов, веретен, нитей) обеспечивает горячая пластическая деформация чугуна [1]. Используя деформацию, из чугуна возможно изготовление ответственных машиностроительных деталей, например автомобильных шестерен [2, 3]. Представляется