

Новая схема армирования и композиционные материалы для радиально-нагруженных изделий ответственного назначения

И. Н. Андронов, А. Г. Антипов, С. А. Сенченков

Предложена схема армирования радиальных дисков изделий типа инерционного накопителя или лопаточного колеса турбины с радиальным расположением нитей в дисковой части и опорным кольцом на внутреннем диаметре, обеспечивающая высокие несущие характеристики и достижение значительных окружных скоростей. Рассмотрено влияние свойств связующего на устойчивость конструкции, и предложены основные направления совершенствования свойств связующих для улучшения характеристик конечных изделий.

Ключевые слова: волокно-армированные композиты, углеродные волокна, инерционные накопители.

The novel scheme of radial disks reinforcement, such as flywheels or rotor blade wheels with a radial arrangement of fibers in a disk part and a holding ring on the internal diameter, providing high strength and achievement of significant radial speeds was offered. Influence of the resin properties on design strength is considered, and the basic possibilities for characteristics improvement of the end product are discussed.

Keywords: fiber reinforcement composites, carbon fibers, flywheels.

Введение

В ряде областей современной техники возникают задачи, связанные с необходимостью создания узлов и деталей с применением композиционных материалов, например углеродных волокон и композитов на их основе, эксплуатируемых при центробежных нагрузках и имеющих высокую удельную прочность. Существенная проблема при этом — обеспечение прочности дисковой части при наличии неизбежного с технологической или газодинамической точки зрения центрального отверстия в диске, иногда значительного диаметра, до $0,5D$, где D — внешний диаметр изделия. Потеря несущей способности в этом случае связана с наличием свободной границы композита с открытым разрывом волокон. Для предотвращения этого эффекта были предложены различные схемы армирования, например эллипсоидальная (рис. 1) и хордовая (рис. 2). Недостатком хордовой системы армирования является снижение предельных скоростных характеристик при отно-

сительном уменьшении внутреннего диаметра, а эксцентро-эллипсоидальная конструкция композиционного диска, обеспечивая наивысшие рабочие характеристики, имеет недостатком низкую технологичность, в силу невозможности намотки с доста-

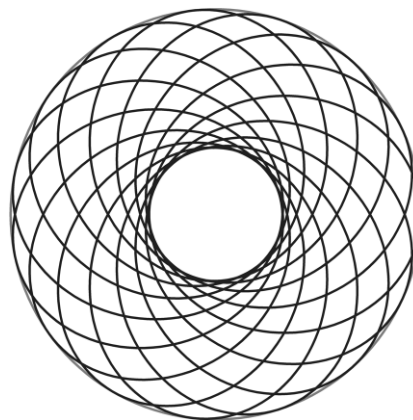


Рис. 1. Схема армирования дисковой части композиционного диска с укладкой волокон по эксцентричным эллипсам.

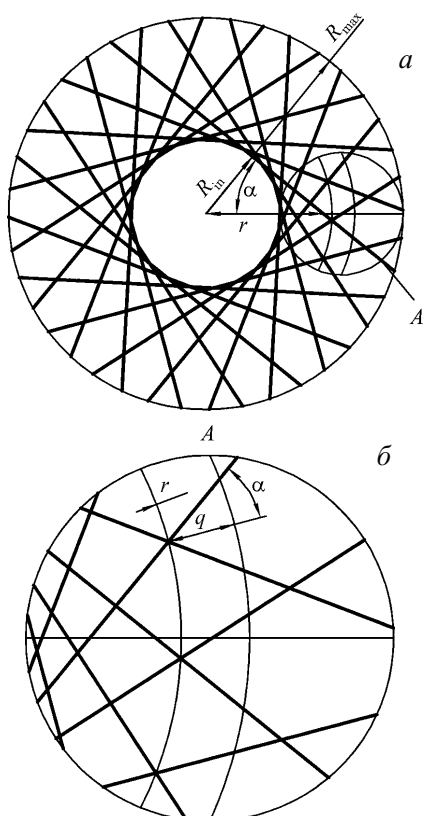


Рис. 2. Вид сверху на дисковую часть концевой элемента с хордовой намоткой. Общий вид (а) и увеличенный фрагмент (б).

точным натягом. Для преодоления этих недостатков была предложена, рассчитана и изготовлена в ряде опытных образцов изделий конструкция с радиальным армированием диска и опорным кольцом.

Схемы армирования

Для исключения формирования границы разрыва волокон на внутреннем диаметре рассмотрим диск, образованный радиально направленными волокнами, охватывающими расположенное на внутреннем диаметре кольцо, выполненное из тангенциально направленных волокон (рис. 3, 4). В этом случае центробежная нагрузка диска воспринимается преимущественно радиальными волокнами в направлении наивысшей прочности композита, обеспечивая высокие несущие свойства конструкции. Теоретическое моделирование такой конструкции показало её превосходство над конструкцией с хордовым армированием, особенно для относительно малых внутренних диаметров.

Из рис. 2 легко получим соотношение для зависимости угла укладки волокон от текущего радиуса r для хордового диска:

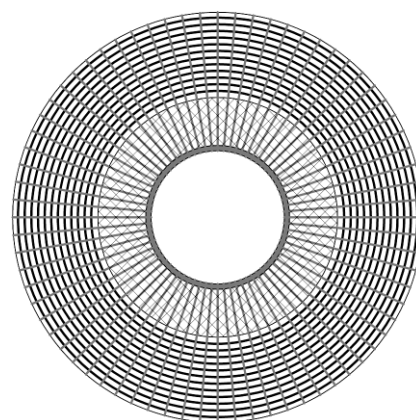


Рис. 3. Диск, армированный радиальными волокнами с опорным кольцом на внутреннем диаметре. Вид сверху.

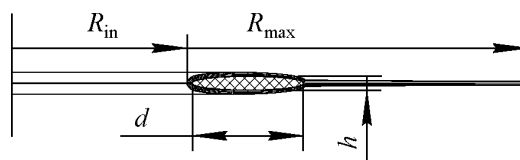


Рис. 4. Сечение диска с эллиптическим опорным кольцом.

$$\sin \alpha = \frac{R_{in}}{r}. \quad (1)$$

Из условия равенства сечения нитей, проходящих через цилиндрическое сечение радиусом r , получим соотношение для толщины слоя в зависимости от радиуса:

$$S_B N \frac{dr}{\cos \alpha} = 2\pi r h d r \rightarrow$$

$$h = \frac{S_B N}{2\pi r \cos \alpha} = \frac{S_B N}{2\pi \sqrt{r^2 - R_{in}^2}}, \quad (2)$$

где S_B — площадь сечения единичного волокна, N — общее число нитей, проходящих через любое цилиндрическое сечение дисковой части крышки. Чтобы избежать расходимости в выражении для толщины слоя вблизи центрального диаметра, проинтегрируем выражение (2) по малому конечному интервалу q , порядка ширины применяемого волокна. Получим корректное выражение для толщины слоя на радиусе r :

$$\bar{h} = S_B N \frac{\sqrt{(r+q)^2 - R_{in}^2} - \sqrt{r^2 - R_{in}^2}}{\pi(2rq + q^2)}. \quad (3)$$

Используя выражение (3) можно построить чертёж дисковой части концевой элемента, как показано на рис. 5. При расчёте следует учитывать

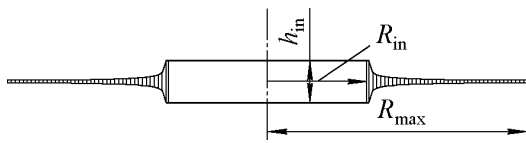


Рис. 5. Теоретический чертёж сечения дисковой части крышки с хордовой намоткой и симметричным относительно центральной плоскости диском в плоскости XY.

зависимость упруго-прочностных свойств материала комбинированного композиционного диска от радиуса, вследствие переменного угла армирования в плоскости XZ (Z нормально к чертежу, X вдоль радиуса). При этом угол армирования для расчётов является пространственным, вследствие того, что на внутреннем диаметре хордового диска необходимо учитывать его толщину и, следовательно, поворот волокон в плоскости XY. Для радиально-армированного диска с внутренним кольцом необходимо учитывать разворот волокон вокруг кольца в плоскости XY. Расчёт напряжённо-деформированного состояния материала осуществлялся при разбиении конструкции на несколько десятков концентрических зон, с шагом от 1,0 до 0,2 мм, для каждой из которых был рассчитан тензор упругости, в соответствии с углами армирования, соответствующими этой зоне. Для оценки максимальных напряжений в различных направлениях воспользуемся соотношением

$$\sigma_B(\alpha) = \sigma_0 \left\{ \cos^4 \alpha + \left[\frac{\sigma_0}{\sigma_{45}} - \frac{1}{4} \left(1 + \frac{\sigma_0}{\sigma_{90}} \right) \right] \times \right. \\ \left. \times \sin^2 2\alpha + \frac{\sigma_0}{\sigma_{90}} \sin^4 \alpha \right\}^{-1}, \quad (4)$$

где σ_0 , σ_{45} , σ_{90} — предельные напряжения для пластика с углом ориентации волокна 0, 45 и 90 градусов к направлению приложения напряжений, α — текущий угол ориентации. Соотношение (4) хорошо известно в практической механике композиционных материалов. Оно позволяет достаточно достоверно оценивать пределы прочности волокно-армированных однонаправленных композитов с различными углами ориентации волокон по отношению к приложенной нагрузке.

Результаты расчётов дисковых конструкций

Все расчёты дисковых конструкций выполнялись для угловой частоты, существенно превосходящей номинальную, выбранной исходя из требования наличия запаса по прочности конструкции. Без

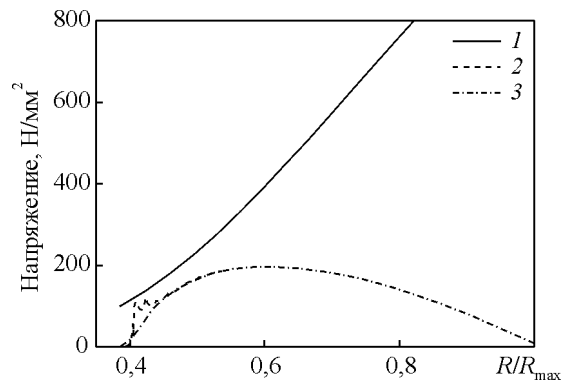


Рис. 6. Распределение радиальных напряжений по сравнению с предельными для хордового диска с $R_{\max}/R_{\text{in}} = 2,6$. 1 — σ_B , вдоль R, 2 — S_R , вдоль границы, 3 — S_R , вдоль оси.

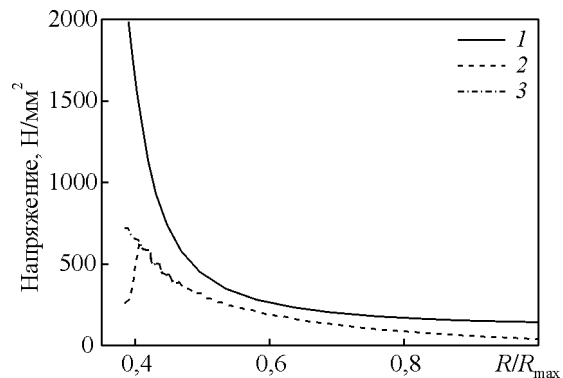


Рис. 7. Распределение нормальных напряжений по сравнению с предельными для хордового диска с $R_{\max}/R_{\text{in}} = 2,6$. 1 — σ_B , нормально к XY, 2 — S_Z , вдоль границы, 3 — S_Z , вдоль оси.

продолжительных специальных экспериментальных исследований представляется невозможным оценить длительную прочность предельно нагруженных конструкций из волокно-армированных композиционных материалов. Коэффициент армирования принят равным 0,6, модуль Юнга связующего 3,2 ГПа, использованы свойства волокна Toray T-700. Зоны связаны друг с другом условием совместности деформаций. Граничным условием для всех расчётов выбрано отсутствие вертикальных перемещений на внешнем радиусе. На рис. 6 и 7 представлены распределения нормальных и радиальных напряжений вдоль внешней поверхности и вдоль радиальной оси симметрии, соответственно, в хордовом диске со свободной границей на внешнем диаметре. Для сравнения на рисунках показана рассчитанная в соответствии с (4) зависимость временной прочности композита в данном направлении. Аналогично, на рис. 8, 9 представлены зависимости нормальных и радиальных напряжений в радиальном диске с

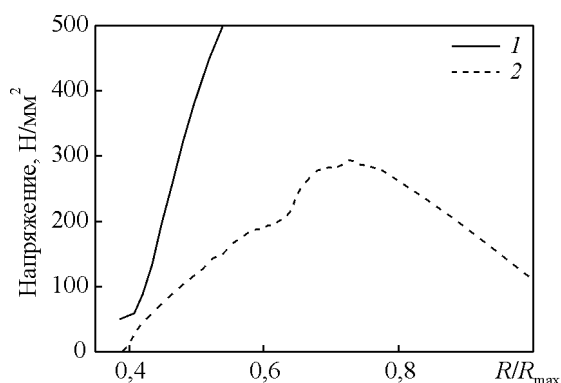


Рис. 8. Распределение радиальных напряжений в слое радиальных волокон по сравнению с предельными для радиального диска с внутренним кольцом $R_{max}/R_{in} = 2.6$. 1 – σ_B , нормально к XY, 2 – S_X , вдоль средней линии радиальных волокон.

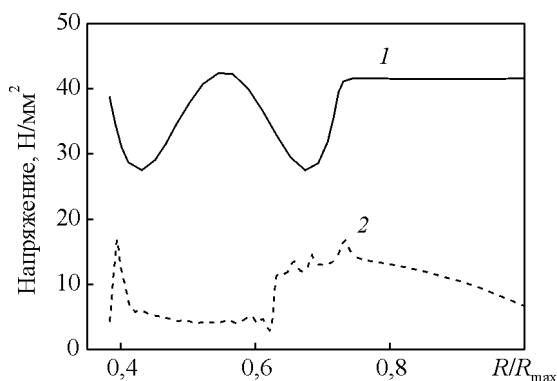


Рис. 9. Распределение нормальных напряжений в слое радиальных волокон по сравнению с предельными для радиального диска с внутренним кольцом $R_{max}/R_{in} = 2.6$. 1 – σ_B , нормально к XY, 2 – S_z , вдоль средней линии радиальных волокон.

опорным кольцом. В данном случае схема армирования с радиальным диском и опорным кольцом обеспечивает заметное превосходство в относительном запасе прочности как в радиальном, так и в тангенциальном направлении, над хордовой схемой и тем самым позволяет достигать больших окружных скоростей вращения.

Сопряжение армированных дисков с внешним ободом

Практический смысл имеют конструкции, сопряжённые с внешним кольцевым ободом, который удерживает волокноармированный диск от вертикальных деформаций и обеспечивает его устойчивость к расслоениям на внешнем диаметре (рис. 10). В этом случае наилучших результатов возможно достичь при применении в танген-

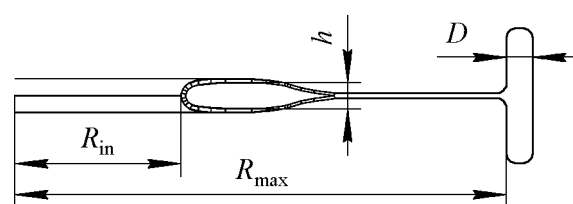


Рис. 10. Эскиз сечения изделия типа инерционного накопителя с внешним ободом и эллиптическим опорным кольцом с заострением на внешнем диаметре.

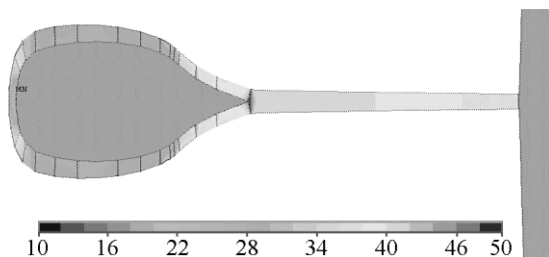


Рис. 11. Распределение тангенциальных напряжений в радиальных волокнах инерционного накопителя с внешним ободом.

циальных слоях внешнего обода высокомодульных упрочняющих волокон, например типа Torey M50J. При этом обеспечивается совместность конечных деформаций обода и дисковой части. Расчёты показывают, что основной проблемой при создании радиально-армированных дисков является обеспечение прочности в трансверсальном направлении (то есть в направлении поперёк волокон) в дисковой части, и значительную роль здесь играет качество используемого связующего. Пример распределения тангенциальных напряжений в дисковой части инерционного накопителя с ободом показан на рис. 11. При выполнении внешнего диска из высокомодульных среднепрочных волокон типа Torey M-50J тангенциальные растягивающие напряжения в диске,

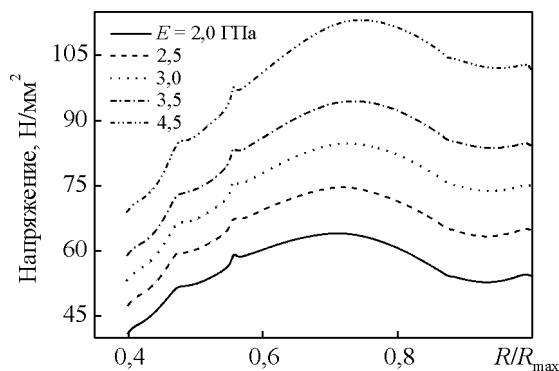


Рис. 12. Радиальное распределение тангенциальных напряжений в дисковой части изделия для различных модулей упругости связующего.

воспринимаемые связующим, достигают 40–50 МПа при линейной скорости движения обода до 900 м/с. Эти значения близки к пределу для традиционных высокопрочных связующих на эпоксидной или полиимидной основе. Поэтому увеличение прочности связующих является актуальной задачей для создания радиально-армированных изделий с доступными окружными скоростями более 1000 м/с. Одной из возможностей достижения таких свойств является использование связующих с пониженным модулем упругости. Так на рис. 12 показаны расчётные зависимости тангенциальных напряжений в радиальном слое диска для различных модулей Юнга связующего. Из этого следует, что снижение модуля упругости в трансверсальном направлении позволит уменьшить уровень напряжений между волокнами. Если при этом удастся не снизить прочность связующего, то задача создания высоконагруженных радиально-армированных дисков будет решена.

Заключение

Предложена схема армирования нагруженных центробежными силами дисковых изделий с центральным отверстием типа инерционных накопителей.

Теоретически показано превосходство подобной схемы армирования над схемой армирования с хордовым расположением нитей. Схема армирования с центральным опорным кольцом позволяет обеспечивать высокую скорость намотки с регулируемым натягом, удобна для пропитки изделий в пресс-формах. Все эти факторы в совокупности способствуют её применению в центробежно-нагруженных конструкциях. При этом условием успешной реализации радиально-армированных дисковых конструкций с окружной скоростью более 1000 м/с является применение высокомодульных среднепрочных волокон в конструкции внешнего инерционного обода и высокопрочных, но низко-модульных связующих в дисковой части.

Литература

1. Моорлат П.А., Портнов Г.Г. Расчёт напряжённо-деформированного состояния хордового маховика со спицами. *Механика композиционных материалов*, 1983, № 5, с. 853 – 862.
2. Gabrys C.W., Bakis C.E. Design and Manufacturing of Filament Wound Elastomeric Composite Flywheels. *J. Reinforced Plastics and Composites*, 1997, v. 16, p. 488 – 502.

Андронов Игорь Николаевич — Национальный Исследовательский центр “Курчатовский Институт” (г. Москва), научный сотрудник. Специалист в области механики композиционных материалов, компьютерных вычислений. E-mail: inandronov@mail.ru.

Антипов Александр Геннадьевич — Национальный Исследовательский центр “Курчатовский Институт” (г. Москва), научный сотрудник. Специалист в области технологии материалов.

Сенченков Сергей Анатольевич — Национальный Исследовательский центр “Курчатовский Институт” (г. Москва), заместитель руководителя агентства по двойным технологиям. Специалист в области механики композиционных материалов, технологии материалов. E-mail: senchenkov@imp.kiae.ru.