

УДК 629.735.45:621.834

*Д.В. Калинин, В.М. Ананьев, Е.В. Кожаринов, А.М. Плущевский**ФГУП «ЦИАМ им. П.И. Баранова», ОАО «Камов», Россия*

РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ В КОНЦЕНТРАТОРАХ НАПРЯЖЕНИЙ ВАЛОВ НЕСУЩИХ ВИНТОВ ВЕРТОЛЕТОВ

Представлены результаты исследования напряженного состояния вала несущего винта вертолета Ка-32. Проведено сравнение методов фотоупругости и МКЭ в исследовании напряженного состояния концентраторов напряжений трубчатых валов. Показана возможность использования современных численных методов для оптимизации формы концентраторов напряжений в высоконагруженных валах несущих винтов. Полученные результаты и зависимости коэффициентов концентрации напряжений от геометрии неоднородных участков могут быть использованы для увеличения ресурса и повышения надежности главных редукторов вертолетов.

Ключевые слова: вертолет, вал несущего винта, концентрация напряжений, метод фотоупругости.

Введение

Валы несущих винтов (НВ) вертолетов относятся к наиболее ответственным деталям главных редукторов вертолетов, разрушение которых в полете приводит к катастрофическим последствиям. Проектирование валов НВ современных вертолетов требует совершенствования расчетных и экспериментальных методов подтверждения их прочности и обоснования безопасного ресурса.

Экспериментальные исследования валов НВ главных редукторов вертолетов показали, что разрушения начинаются с наружной поверхности валов в зоне расположения различных концентраторов напряжений и имеют усталостный характер.

Характерной конструктивной особенностью валов верхних НВ большинства моделей вертолетов соосной схемы является наличие сквозных пазов под установку осей ползунов, с помощью которых осуществляется управление верхним и нижним несущими винтами.

Оценка сложного напряженного состояния в местах концентрации напряжений с применением современных методов расчетов является актуальной задачей, направленной на повышение надежности и ресурса редукторов вертолетов и двигателей.

1. Методы оценки прочности валов

На валы НВ вертолетов действуют статический и переменный крутящий момент, статический и переменный изгибающий момент и статические и переменные осевые нагрузки.

На практике при усталостных испытаниях валов НВ, совместное действие растягивающих и

изгибающих сил, крутящего и изгибающего моментов заменяют приложением только эквивалентного по воздействию крутящего момента, изменяющегося по асимметричному (пульсирующему) циклу.

На вертолете Ка-32 с двумя соосными несущими винтами противоположного вращения, наиболее нагруженным является вал верхнего несущего винта (ВНВ).

При усталостных испытаниях разрушения образцов вала ВНВ происходили в результате возникновения усталостных трещин в зоне скруглений прямолинейного участка сквозного паза для оси ползуна (рис. 1).



Рис. 1. Усталостное разрушение вала верхнего несущего винта

Использование табличных значений коэффициентов концентрации [1] при определении максимальных значений напряжений приводило к заниженным результатам, т.к. при последующей экспериментальной оценке усталостной прочности вала на стенде поломки вала при расчетной нагрузке не соответствовали расчетному числу циклов нагружения.

Для оценки НДС в районе пазов проводились экспериментальные исследования отсеков вала ВНВ с пазами вертолета Ка-32 с использованием тензометрирования и поляризационно-оптического метода (ПОМ).

Тензометрирование, вследствие большой базы тензорезисторов, усредняет величину местных напряжений в районе паза и не позволяет достаточно точно оценить местные напряжения, а, следовательно, и концентрацию напряжений.

Метод фотоупругости является более точным экспериментальным средством анализа картины сложного напряженного состояния. Исследование НДС модели отсека вала ВНВ со сквозным пазом вертолета Ка-32, выполненной из эпоксидной смолы, с помощью ПОМ, позволило оценить величину концентрации напряжений отдельно для случаев приложения изгибающего и крутящего моментов. Полученные коэффициенты концентрации напряжений ($\alpha_\sigma = 1.7$, $\alpha_\tau = 5.2$) были использованы при расчетах на прочность вала ВНВ. Сложность в применении ПОМ не позволила провести достаточное количество экспериментов на моделях валов с различными вариантами формы концентраторов напряжений, чтобы установить расчетные зависимости коэффициента концентрации от формы пазов.

Для изучения реальной картины напряженного состояния и определения величины максимальных напряжений было проведено расчетное исследование вала ВНВ с использованием метода конечных элементов (МКЭ) и сравнение с результатами, полученными методом фотоупругости и стендовыми испытаниями валов. Использование МКЭ позволяет произвести поиск оптимальной геометрической формы паза вала ВНВ.

2. Исследование НДС стандартных концентраторов напряжений

МКЭ является наиболее часто используемым методом оценки напряженно-деформированного состояния деталей машин. Для оценки точности метода и его тарировки были проведены, с помощью программного пакета ANSYS, сравнительные расчеты для моделей стандартных образцов - пластины со сквозными и глухими отверстиями (рис. 2), ранее исследованных с помощью ПОМ. Рассматривалась задача растяжения стальной пластины в статической постановке, имеющей в среднем сечении два отверстия диаметром $d = 0,8t$ - сквозное и глухое, глубиной $0,5t$, где t - толщина пластины. В результате было обнаружено расхождение в результатах для глухого отверстия: теоретический коэффициент концентрации нормальных напряжений на стенке глухого отверстия, определенный с помощью методов фотоупругости составляет $\alpha_{ПОМ} = 1,6$, в то время как МКЭ дает значение $\alpha_{МКЭ} = 2,1$.

Но, более существенным моментом является возникновение очага высокой концентрации напряжений по краям дна отверстия, где максимальные значения первых главных напряжений выше, чем на стенках сквозного, а коэффициент концентрации достигает значения $\alpha_{МКЭ} = 2,9$. Такое различие результирующих картин напряженного состояния объясняется тем, что при использовании ПОМ происходит усреднение напряжений по глубине детали, т.е. нельзя точно проследить изменение картины напряженного состояния вглубь сечения. Из картины НДС, полученной средствами ANSYS (рис. 2), концентрация на стенке глухого отверстия имеет локальный характер у вершины отверстия, в то время как для деталей со сквозным отверстием напряженное состояние не изменяется по толщине детали.

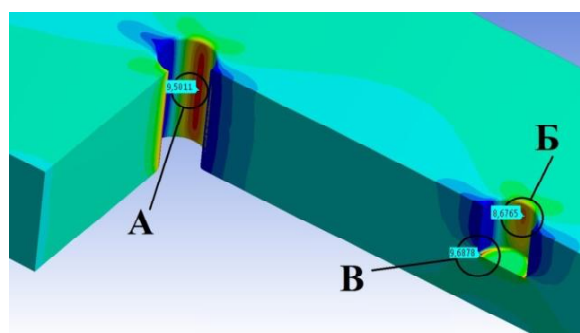


Рис. 2. НДС пластины с глухим и сквозным отверстиями в разрезе.

Разница в результатах, полученных ПОМ и расчетом МКЭ, составила всего 2% ($\alpha_{ПОМ} = 2,71$; $\alpha_{МКЭ} = 2,76$). Концентрация напряжений на дне глухого отверстия локализуется в пределах одного сечения, что просто не позволяет обнаружить ее с помощью ПОМ без охлаждения и последующей разрезки модели на фрагменты. Для этого необходимо применять специальные поляризационные схемы, что значительно усложняет эксперимент.

Для установления взаимосвязи между геометрией концентратора и значением коэффициента концентрации, с целью использования в инженерных расчетах, на ОАО «Камов» был проведен ряд исследований трубчатых образцов валов с глухими и сквозными отверстиями с применением ПОМ. На образцах исследовалось напряженное состояние при кручении в зависимости от глубины и диаметра отверстия. Использовалась перископическая поляризационная схема. После замораживания модели повергались внутренней проточке, что должно было позволить получить не только усредненное, но и местное напряженное состояние на наиболее нагружен-

ной поверхности вала. Однако и в этом случае не было обнаружено пика напряжений по краю дна глухих отверстий. При сравнении результатов эксперимента с расчетами в ANSYS было получено расхождение в значениях коэффициента концентрации, которое отображено на графике зависимости коэффициента концентрации по касательным напряжениям от глубины отверстия в трубчатом вале (рис. 3).

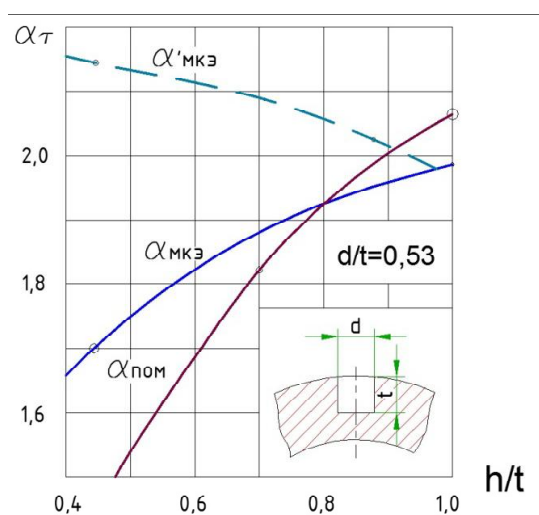


Рис. 3. Зависимость теоретического коэффициента концентрации от глубины отверстия h

Как видно из графика, чем меньше глубина отверстия тем больше расхождение результатов расчета и эксперимента, а концентрация на дне отверстия, превышающая значения на стенке, поляризационным методом не обнаруживается, что также объясняется несовершенством метода фотоупругости при исследовании сложного напряженного состояния в концентраторах с неоднородной геометрией.

Проведенное сравнение позволило оценить эффективность использования МКЭ для расчета напряженного состояния на геометрически неоднородных участках валов НВ. Это дает возможность проведения оптимизации геометрии пазов вала ВНВ вертолета Ка-32 с целью снижения коэффициента концентрации касательных напряжений.

3. Исследование напряженного состояния и оптимизация геометрии паза в валах НВ

Для оценки напряженного состояния вала ВНВ в районе сквозных пазов были проведены исследования оптимальной формы паза как методами фотоупругости, так и с помощью МКЭ. Важным результатом, в том числе и для последующего проектирования высоконагруженных валов,

является установление того факта, что форма канавки с радиусом скругления, равным половине ширины канавки не является оптимальной.

Область скругления имеет высокие градиенты напряжений, что свидетельствует о работе паза в сложном знакопеременном режиме. Проведенные ранее исследования методами фотоупругости (рис.4) показали, что наиболее целесообразно с точки зрения уменьшения коэффициента концентрации напряжений стремиться к эллиптическому или параболическому профилю зоны скругления, что позволило бы снизить концентрацию напряжений приблизительно на 15 % как при кручении, так и при изгибе.

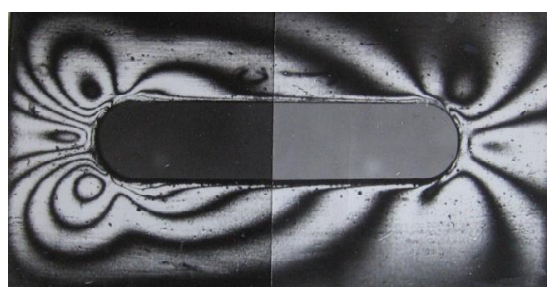


Рис. 4. Фотограмма картины изолиний модели отсека вала ВНВ

Зоной локализации максимальных напряжений была принята линия сопряжения скругления и плоской стенки паза. Однако исследование различных вариантов оптимальной формы паза ПОМ оказалось слишком трудоемким и не было завершено.

Для исследования напряженного состояния МКЭ была построена модель вала целиком и отдельных отсеков с пазами. Расчет проводился с приложением эксплуатационных нагрузок на наиболее напряженных режимах и учитывал нагрузку крутящим моментом, осевой и радиальной составляющими удаленных сил. Расчет показал, что максимальные значения напряжений возникают в верхнем и нижнем пазах, а также в месте перехода шлицев в гладкую часть вала. Наибольший коэффициент концентрации напряжений имеет верхний паз $\alpha_D = 7.2$. Как видно из рис. 5 зона локализации пиковых напряжений, определенная с помощью МКЭ, полностью совпадает с местом возникновения усталостных трещин на образцах.

Анализ картины напряженного состояния и влияния геометрии профиля паза, выполненный с помощью средств ANSYS, привел к нижеследующим выводам.

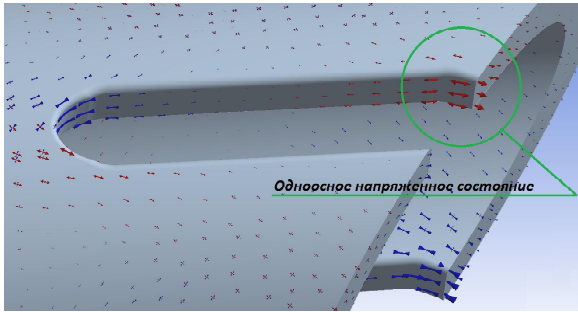


Рис. 5. Картина распределения главных напряжений в пазу вала НВ.

Во-первых, критическая зона концентрации напряжений на стенке паза не обусловлена переходом криволинейной геометрии в плоскую стенку паза. В канавках эллиптической формы зона концентрации «переползает» к вершине канавки, а при оптимальной форме геометрии паза «размывается» равномерно по всей стенке канавки.

Во-вторых, влияние неоднородности геометрии в пазу на картину напряженного состояния при кручении и при изгибе различно. Поэтому и зоны с пиковыми значениями главных напряжений располагаются хотя и близко, но в различных местах, а коэффициенты концентрации по касательным и по изгибным напряжениям, учитывая их высокий градиент, будут иметь максимальные значения в различных точках. Существующая методика определения запаса усталостной прочности основана на использовании формулы Гафа и Полларда, учитывающей влияние на усталостное разрушение как нормальных, так и касательных напряжений:

$$K_V = n_s n_t / (n_s^2 + n_t^2)^{0,5}, \quad (1)$$

где n_σ - запас усталостной прочности в предположении, что касательные напряжения t отсутствуют; n_t - запас по касательным напряжениям, установленный в предположении, что $\sigma = 0$. Учитывая, что расположение зон максимальных касательных и нормальных напряжений не совпадает, а также, высокий градиент распределения напряжений, для определения минимального значения запаса усталостной прочности необходимо вести расчет во всех точках на поверхности стенки канавки. Очевидно, решение этой задачи без использования МКЭ невозможно.

В-третьих, формула Гафа и Полларда справедлива для двухосного напряженного состояния, какое характерно для цилиндрической оболочки тела вала. Однако в области геометрической неоднородности паза характер напряженного состояния изменяется, двухосное напряженное состояние переходит в одноосное, как на поверхности вала, так и в глубине детали. Если касательные напряжения располагаются симметрично относительно оси паза, то главные напряжения кососим-

метрично, что совпадает с реальной картиной развития усталостных трещин. При этом, зона сосредоточения пиковых первых главных напряжений σ_1 совпадает с местом развития трещин (рис. 5). Подобные особенности сложного напряженного состояния в области концентратора напряжений требуют уточнения и корректировки методов определения запасов усталостной прочности. Необходимо разработать методику, основанную на использовании эквивалентных напряжений, пригодную для случаев сложного напряженного состояния.

Поиск оптимальной геометрии паза методами конечных элементов проводился на модели отсека с верхним пазом, что позволило сократить время расчета и использовать более плотную сетку. Расчет показал, что задача оптимизации геометрии корректна в случае ее рассматривания для конкретной схемы нагружения, поскольку зона и характер концентрации напряжений напрямую зависит от соотношения изгибающей и крутящей составляющей моментов сил.

В ходе оптимизационного расчета рассматривались различные типы кривых для участков скругления паза, в первую очередь, перебор шел по параболической и эллиптической функциям. Критерием оптимизации служило минимальное значение пиковых касательных напряжений на поверхности стенки паза. При данной геометрии и нагружении паза нагрузками, соответствующими горизонтальному полету с максимальной скоростью, для эллиптической формы получено соотношение $R/r = 1.4$, где $r = t/2$ - радиус неоптимизированной канавки, R -радиус описанной окружности эллипса, со снижением напряжений на 12%; для параболической формы канавки - $R/r = 1.52$ со снижением на 14%.

Подбор параметров оптимальной кривой однако не отображает картину влияния геометрии на характер напряженного состояния. Поэтому кривая профиля канавки разбивалась на несколько участков, для каждого из которых анализировалось влияние на общую картину НДС. В результате выявлена следующая зависимость. Зона концентрации располагается на переходной кривой (зона А, рис. 6) между прямой стенкой паза и скругленной вершиной, радиус дуги которой может быть значительно меньше полуширины паза. Величина коэффициента концентрации зависит от наклона кривой (или ее хорды) по отношению к линии действия главных напряжений на поверхности вала без концентрации, а зона и градиент распределения зависит от кривизны участка. Соответственно, снижения касательных напряжений можно достичь при ортогональном расположении хорды кривой по отношению к линии действия вторых главных напряжений и максимальном радиусе кривизны. Радиус сопряжения двух переходных кривых в вершине паза определяется длиной переходных кривых.

Соответственно, чем больше их длина, тем меньше радиус у вершины, тем больше напряжения в зоне В (рис. 6). С увеличением радиуса у вершины увеличивается кривизна в переходной кривой и это приводит к повышению коэффициента концентрации касательных напряжений. Эта зависимость является проявлением «масштабного фактора», т.е. с уменьшением размеров концентратора при сохранении подобия геометрии уменьшается эффективный коэффициент концентрации. На основе этих зависимостей получено оптимальное сочетание всех перечисленных параметров, позволяющее снизить касательные напряжения на 19%, а эквивалентные на 22%. Форма такого паза представлена на рис 6.

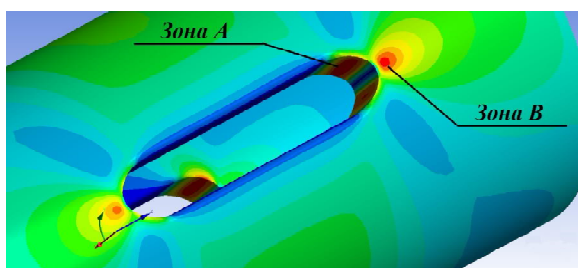


Рис. 6. Распределение касательных напряжений в пазу с оптимизированной геометрией

При выборе кривых оптимального профиля не учитывалась технология нарезания паза. Для практического применения результатов проведенного исследования необходима разработка технологического процесса, отличающегося от применяемого в текущем производстве.

Следует отметить, что оптимизация геометрии в области концентратора должна проводиться со-

вместно с совершенствованием технологии поверхностного упрочнения и термической обработки, а также, исследования влияния твердости поверхности концентратора конкретной геометрии на процесс возникновения усталостных трещин.

Заключение

Проведенное исследование выявило необходимость совершенствования методик расчета запасов усталостной прочности для деталей с неоднородной геометрией и сложным напряженным состоянием. Сравнение расчета МКЭ с результатами исследований напряженного состояния методом фотоупругости позволило объяснить расхождение расчетных и экспериментальных значений долговечности валов. Проведен анализ влияния геометрии пазов в валах НВ на распределение и величину местных напряжений и найдены оптимальные параметры геометрии пазов в валах, обеспечивающие снижение местных напряжений до 20%. Использование оптимизационных расчетов при исследовании напряженного состояния с помощью МКЭ позволяет решать задачи повышения надежности и ресурса редукторов вертолетов и двигателей.

Перечень ссылок

1. Биргер И.А. Расчет на прочность деталей машин / И.А. Биргер, Б.Ф. Шорр, Г.Б. Иосилевич. - 3-е изд., перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1979. - С. 548-564.
2. Peterson, R.E., 1974, "Stress Concentration Factors", Ed. John Wiley & Sons, Inc., New York.
3. Dowling, N., 1993, Mechanical Behavior of Materials, Prentice-Hall.

Поступила в редакцию 01.06.2011

Д.В. Калинин, В.М. Ананьев, Є.В. Кожаринов, А.М. Плущевський. Розрахунково-експериментальне дослідження напруженого стану в концентраторах напруження валів несучих гвинтів вертольотів

Наведено результати дослідження напруженого стану вала несучого гвинта вертольоту Ка-32. Проведено порівняння методів фотопружності і МКЕ при дослідженні напруженого стану концентраторів напруження трубчатих валів. Показано можливість використання сучасних чисельних методів для оптимізації форми концентраторів напруження в високонавантажених валах несучих гвинтів. Отримані результати і залежності коефіцієнтів концентрації напружень від геометрії неоднорідних ділянок можуть бути використані для збільшення ресурсу і підвищення надійності головних редукторів вертольотів.

Ключові слова: вертоліт, вал несучого гвинта, концентрація напружень, метод фотопружності.

Kalinin D., Anan'ev V., Kozharinov E., Plushevskiy A. Experiment-calculated stress analysis of stress raisers in rotor shaft of helicopters

This work consider the overview of the Ka-32 rotor shafts stress analysis. Comparison of photoelastic method and FEM is provided for the stress state investigation of stress raisers shaft rotors. The paper presents the possibility of using modern numerical methods for shape optimization of stress concentrators in the heavy-shaft rotor. The results obtained and the dependence of the coefficients of stress concentration on the geometry of the inhomogeneous regions can be used to increase resources and improve the reliability of the main gearbox of helicopters.

Key words: helicopter, gearbox, rotor shaft, stress concentration, finite elements.