

УДК. 620.1(0.83)

РАСЧЕТНАЯ ОЦЕНКА ЗАПАСА ПРОЧНОСТИ ХВОСТОВОГО ВАЛА ВЕРТОЛЕТА МИ-2

Р.Л. СЕМЕНИХИН

Статья представлена доктором технических наук, профессором **Пивоваровым В.А.**

В работе представлены расчеты коэффициента запаса прочности хвостового вала вертолета Ми-2, отработавшего назначенный ресурс (4500 ч), и сравнение с коэффициентом запаса прочности вала вертолета Ми-2, имеющего наработку, равную нулю.

Ключевые слова: ресурс, трансмиссия вертолета, хвостовой вал, продление ресурсов, коэффициент запаса прочности.

Введение в проблему

Целью проверочного расчета является определение запасов прочности с учетом перспектив продления ресурса работы хвостового вала трансмиссии вертолета Ми-2. Опыт и эксперименты доказывают [3], что ведущим видом нагружения вала является циклическое нагружение, при котором могут проявляться дефекты усталостного характера.

Расчет на прочность таких деталей, как валы трансмиссии, которые работают при действии переменных напряжений на фоне статических напряжений от центробежных сил, производится на основе гипотез усталостной прочности для сложного напряженного состояния асимметричного цикла.

Для хвостового вала трансмиссии характерным в общем виде является сочетание переменных напряжений кручения, растяжения, изгиба со статическим крутящим и изгибающим моментами.

Определение запасов усталостной прочности в условиях сложного напряженного состояния производится с помощью операции приведения асимметричного цикла переменных напряжений к симметричному через известные зависимости (диаграммы усталости) [1]

$$(S^*_{-1})_j = f[(\sigma_a)_j, (\sigma_m)_j, (\tau_a)_j, (\tau_m)_j, N, T, q_1, \dots, q_n], \quad (1)$$

где $(\sigma_a)_j, (\tau_a)_j$ – амплитуды переменных напряжений j -й составляющей сложного напряженного состояния; $(\sigma_m)_j, (\tau_m)_j$ – средние напряжения цикла j -й составляющей; N – база по числу циклов; T – температура; $q_1, \dots, q_n$ – конструктивные и технологические факторы (надрез, наклеп и пр.); $(S_{-1})_j$ – приведенные переменные напряжения симметричного цикла.

Определение амплитуды симметричного приведенного цикла для составляющих компонентов позволяет осуществить переход к эквивалентному напряжению

$$\sigma^*_{-1} = f[(S^*_{-1})_j, H_0], \quad (2)$$

где H_0 – принятая гипотеза усталостного разрушения.

Запас усталостной прочности вычисляется как отношение предела выносливости материала при симметричном изгибе с учетом влияния качества поверхности, концентрации напряжения и масштабного фактора к приведенному переменному напряжению симметричного цикла

$$K_v = \beta \sigma_{-1} / \sigma^*_{-1}, \quad (3)$$

где β – коэффициент, оценивающий влияние концентрации напряжений, чистоты обработки поверхности и масштабного фактора для детали.

В качестве исходной формы для зависимости (1), отражающей влияние асимметрии цикла на величину амплитуды переменных напряжений, разрушающих материал за N циклов, используется линейная функция типа

$$S_{-1} = S_v + (1-a)S_m.$$

Для гипотезы максимальных касательных напряжений применяются известные зависимости:

$$\sigma_{-1} = \sigma_v - (1-a_\sigma)\sigma_m; \quad (4)$$

$$\tau_{-1} = \tau_v - (1-a_\tau)\tau_m. \quad (5)$$

В соответствии с гипотезой условие разрушения может быть записано в следующем виде

$$\sigma_{-1} = 2\tau_v - (1-a_\sigma)\sigma_m. \quad (6)$$

Линейная зависимость в простых случаях может быть заменена на степенную, однако это приводит к усложнению вывода окончательной формулы.

Учитывая, что амплитуда асимметричного цикла, определенная по линейной зависимости, рассчитана с запасом, можно использовать эту зависимость при разных сочетаниях σ_v и τ_v .

Значения коэффициентов a в предельных зависимостях (4), (5), (6), отражающих условие разрушения (σ_v, τ_v – разрушающие напряжения на базе N -циклов), могут быть заданы приближенно в виде

$$a_v = 1 - \sigma_{-1}/\sigma_B; \quad a_\tau = 1 - \tau_{-1}/\tau_k. \quad (7)$$

Приведение действующих напряжений асимметричного нагружения к симметричному циклу в расчете на прочность при переменных напряжениях в условиях сложного напряженного состояния может производиться следующими методами. Первый метод, приводимый в литературе и справочниках, основан на принципе постоянства значения коэффициента a как в предельной, так и в неопредельной зависимостях (для действующих напряжений в детали). Это значит, что амплитуда приведенного симметричного цикла $\sigma^*_{-1} (\tau^*_{-1})$ вычисляется для неопредельной зависимости по формулам (4), (5), (6), в которых разрушающее значение амплитуды симметричного цикла $\sigma_{-1} (\tau_{-1})$ заменяется на приведенное $\sigma^*_{-1} (\tau^*_{-1})$, согласно гипотезе максимальных касательных напряжений, а именно:

$$\sigma^*_{-1} = \sigma_v + (1-a_\sigma)\sigma_m; \quad (8)$$

$$\tau^*_{-1} = \tau_v + (1-a_\tau)\tau_m \quad (9)$$

и на

$$\sigma^*_{-1} = 2\tau_v + (1-a_\sigma)\sigma_m \quad (10)$$

в соответствии с гипотезой о сочетании максимальных касательных переменных напряжений с нормальными статическими в той же площадке. Значения a вычисляются по формуле (7). Графически схема такого метода представлена на рис. 1.

Эквивалентными напряжениями при таком подходе будут в соответствии со схемой на рис. 1 значения следующих амплитуд: $\sigma^*_{-1}, \sigma_{v1}$ и σ_{v2} . Очевидно, запасы прочности по переменной составляющей асимметричного цикла $K_v = \sigma_a/\sigma_{-1}$ в этих трех случаях существенно разные. Поэтому в расчете на прочность деталей трансмиссии при переменных напряжениях следует перейти к другому методу приведения режима асимметричного нагружения к симметричному циклу. Это предложение согласуется с принципом отдельного нормирования запасов по переменным и статическим напряжениям и основано на понятии эквивалентности режимов нагружения образца или детали переменными напряжениями при условии равенства запасов по амплитудам переменных напряжений в этих режимах [1; 2].

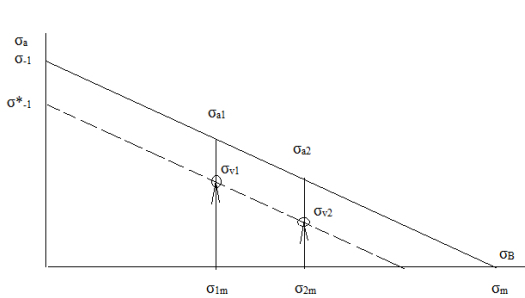


Рис. 1. Зависимость σ^*_{-1} от σ_m

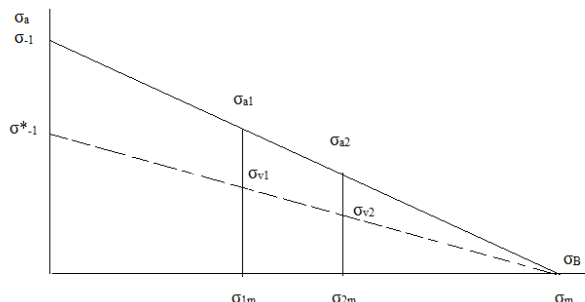


Рис. 2. Схема эквивалентного перехода от (σ_v, σ_m) к (σ^*_{-1})

На рис. 2 представлена схема приведения (эквивалентного перехода) режима от $(\sigma_{v1}, \sigma_{m1})$ к режиму σ^*_{-1} . В данном случае эквивалентным указанным режимом является также режим $(\sigma_{v2}, \sigma_{m2})$.

Приведенные напряжения симметричного цикла определяются, так же как и при первом способе, по формулам (8), (9), (10) для соответствующих гипотез усталостной прочности; значение a_v , однако, должно быть принято равным a'_v

$$a'_v = \frac{1 - \sigma_v}{\sigma_B - \sigma_m} \quad (11)$$

или

$$a'_v = \frac{\sigma_B - \sigma_{\max}}{\sigma_B - \sigma_m}, \quad (12)$$

где $\sigma_{\max}$ – максимальные напряжения цикла, которые определяются по формуле

$$\sigma_{\max} = \sigma_m + \sigma_v. \quad (13)$$

При этом

$$a_\tau = \frac{1 - \tau_v}{\tau_k - \tau_m},$$

где τ_v – предел прочности при кручении.

Оценка запаса прочности вала при условной наработке, равной 0 ч

Хвостовой вал трансмиссии вертолета Ми-2 в процессе работы нагружен статическим крутящим моментом и осевой силой, создающими касательные и растягивающие напряжения. Кроме того, на него действуют переменные напряжения кручения τ_v и изгиба σ_v .

Исходные данные материала из ГОСТ 4543-71: сталь 30ХН2МФА; $\sigma_{-1} = 400$ МПа; $\sigma_B = 980$ МПа; $\tau_{-1}/\sigma_{-1} = 0,6$.

Значения действующих напряжений: $\tau_m = 450$ МПа; $\sigma_m = 150$ МПа; $\tau_v = \pm 50$ МПа; $\sigma_v = \pm 50$ МПа; $a_v = 0,9$.

Запас определяется по формуле (3), где для простоты расчетов значение β принято равным единице, т.е. запас по переменным напряжениям

$$K_v = \sigma_{-1}/\sigma^*_{-1}.$$

Согласно [1] σ^*_{-1} определяется по формуле

$$\sigma^*_{-1} = \sqrt{[\sigma_v + (1 - a'_\sigma)\sigma_m]^2 + (\sigma_{-1}/\tau_{-1})^2 [\tau_v + (1 - a_\tau)\tau_m]^2},$$

где $a'_\sigma = 1 - \frac{\sigma_v}{\sigma_B - \sigma_m}$.

Подставляя численные значения, получаем: $a'_\sigma = 0,94$; $\sigma^*_{-1} = 166$ МПа; $K_v = 2,70$.

Оценка запаса прочности вала с наработкой 4500 ч по экспериментальным данным

Так как доминирующей нагрузкой в данном случае является вибрационно-циклическая при кручении, то в расчетах необходимо учитывать частоты вращения хвостового вала, его диаметр и передаваемая им мощность, а также необходимо учитывать процессы старения материала вала при работе. В [3] было установлено, что процессы старения не оказывают существенного влияния на изменение физико-механических свойств материала вала трансмиссии вертолета Ми-2, подвергнувшегося экспериментальному нагружению в течение 4500 ч, так как физико-механические характеристики материала вала остались практически на исходном уровне. Поэтому в расчетах используются только те реальные нагрузки, которым подвергается вал трансмиссии, имеющий наработку 4500 ч.

Исходные данные: частота вращения хвостового вала 2600 об/мин.; диаметр вала 28 мм; передаваемая мощность 514,85 кВт.

Значения действующих напряжений: $\tau_m = 450$ МПа; $\sigma_m = 150$ МПа; $\tau_v = \pm 50$ МПа; $\sigma_v = \pm 50$ МПа.

Рассчитаем предел прочности при кручении по [2, гл. 11], имеем

$$M = 75N \frac{60}{2\pi} = 2250 \frac{N}{\pi} = 716,2 \frac{N}{n}.$$

Подставляя численные значения, получаем:

$$M = 1891,4 \text{ Н*м};$$

$$\max \tau = \frac{2M_k}{\pi r^3} \leq [\tau],$$

где $\max \tau$ – предел прочности при кручении.

Подставляя численные значения, получаем

$$\tau_k = 54 \text{ МПа}.$$

Из [1] σ^*_{-1} определяется по формуле

$$\sigma^*_{-1} = \sqrt{[\sigma_v + (1 - a'_\sigma)\sigma_m]^2 + (\sigma_{-1}/\tau_{-1})^2 [\tau_v + (1 - a_\tau)\tau_m]^2},$$

где $a'_\sigma = 1 - \frac{\sigma_v}{\sigma_B - \sigma_m}$; $a_\tau = 1 - \frac{\tau_v}{\tau_k - \tau_m}$.

Подставляя числовые значения, получаем: $a'_\sigma = 0,94$; $a'_{-1} = 0,94$; $a_\tau = 0,889$; $\sigma^*_{-1} = 168$ МПа; $k_v = 2,67$.

Выводы

Сравнивая коэффициент запаса прочности, полученный из данных ГОСТа на материал хвостового вала трансмиссии вертолета Ми-2 с нулевой наработкой 0 ч, равный 2,70, и коэффициент запаса прочности материала хвостового вала, имеющего наработку 4500 ч, равный 2,67, видно, что с учетом естественного разброса коэффициент запаса прочности материала хвостового вала в процессе выработки назначенного ресурса практически остался постоянным, что подтверждает возможность продления назначенного ресурса хвостового вала трансмиссии вертолета Ми-2 до 4500 ч.

ЛИТЕРАТУРА

1. Балашов Б.Ф. и др. Конструкционная прочность материалов и деталей ГТД. Руководство для конструкторов // Сборник трудов ЦИАМ. - 1979. - № 45.
2. Беляев Н.М. Сопротивление материалов. - М.: Машиностроение, 1965.
3. Семенихин Р.Л. Оценка ресурсоспособности хвостового вала трансмиссии вертолета Ми-2 // Научный Вестник МГТУ ГА. - 2010. - № 160.

CALCULATED EVALUATION OF MI-2 DRIVE SHAFT STRENGTH RESERVE

Semenikhin R.L.

A strength reserve coefficient evaluation of Mi-2 drive shaft with critical resource (4500 hours) is given in this paper. This coefficient is compared to the strength reserve coefficient evaluation of Mi-2 drive shaft with operating time of zero hours.

Key words: resource, helicopter transmission, drive shaft, resource prolonging, strength reserve coefficient.

Сведения об авторе

Семенихин Роман Леонидович, 1980 г.р., окончил МГТУ ГА (2003), аспирант МГТУ ГА, ведущий конструктор ОАО «ОКБ Сухого», автор 3 научных работ, область научных интересов – прочность, живучесть и ресурсоспособность летательных аппаратов и их агрегатов.