

ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКЦИИ УЗЛА ВАЛА НА МЕТОДИКУ РАСЧЁТА ЕГО ПРОЧНОСТИ И РЕСУРСА НА ПРИМЕРЕ ВАЛА ВИНТА ПИЛОТАЖНО-АКРОБАТИЧЕСКОГО САМОЛЁТА

Коробченко В.А., Стогней В.Г., Шалаев Ф.Н.
Государственный технический университет, г. Воронеж

Расчёт на выносливость узла вала механизма, который кроме самого вала содержит стягивающий какой-то его участок пакет, обычно (считая, что это идёт в запас прочности) проводится без учёта влияния пакета и стягивающей его гайки. Это может привести к неверному определению самого слабого сечения и, как следствие, к неверному определению его несущей способности.

Вал винта пилотажно-акробатического самолёта при выполнении фигур высшего пилотажа испытывает значительные нагрузки от гироскопического момента воздушного винта. Эти нагрузки в 9...10 раз выше, чем нагрузка полезной мощности двигателя, совершающего вращение винта. Расчётная схема включает в себя только сам вал и не учитывает пакет, стягивающий подшипники. Такая расчетная схема является общепризнанной в машиностроении и служит основой для выбора конструкции вала. Современный уровень пилотирования винтовых самолётов предъявляет очень высокие требования к надёжности и прочности вала. Поэтому определение самого слабого сечения является актуальной задачей для увеличения его несущей способности.

На рис.1 показана расчётная схема вала винта, передающего крутящий момент.

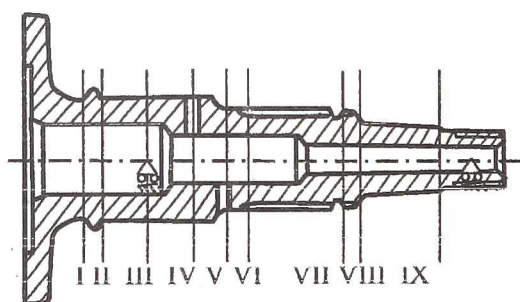


Рис.1. Схема вала с указанием расчетных сечений

Испытания вала на стенде и эксплуатация на пилотажных самолетах показали, что для вала винта необходимо учитывать влияния стягивающего подшипник пакета, технологий изготовления галтели и резьбового соединения стягивающей пакет гайки.

Испытания вала до разрушения на стенде показали, что поломки происходят в районе фланца воздушного винта и в месте галтельного перехода диаметра 40 мм в диаметр 52 мм по радиусу R6 у стягивающей пакет подшипника гайки, а не в наиболее слабом расчётном сечении II. Анализ результатов испытаний показал, что слабыми местами являются также отверстия под силовые болты, стягивающие фланец вала с фланцем воздушного винта. Это место работает стабильно в случае равномерной затяжки всех болтов с подобранной величиной стягивающего момента.

По результатам испытаний было установлено, что пакет, стягивающий внутреннюю обойму подшипника, и конструктивно-технологическое выполнение места галтельного перехода от гайки играют существенную роль в распределении напряжений по длине вала. Это обстоятельство было учтено в настоящей работе следующими допущениями:

1. Добавкой к расчетным сечениям вала сечений деталей, входящих в стягивающий пакет (50% значений моментов инерции сечений деталей, входящих в пакет, на изгиб и на кручение);
2. Учётом влияния геометрии гайки на величину коэффициента концентрации в месте её установки.

Первое допущение необходимо учитывать ввиду того, что напряжения от затяжки гайки моментом 750+100 Н·м составляют 30% максимальных напряжений изгиба от гироскопического момента воздушного винта, а второе допущение указывает, что сильно затянутая гайка (крайние витки резьбы которой расположены заподлицо с крайними витками резьбы вала), изменяет высоту бурта и тем самым увеличивает коэффициент концентрации напряжений в этом сечении [1].

Расположение сечений вала показано на рис. 1. Запасы прочности вала определялись по нагрузкам типового профиля, в котором приведено количество циклов (оборотов), совершаемых валом при разных фигурах пилотажа с учётом напряжений изгиба, замеренных тензометрированием в полёте. Максимальные напряжения в вале винта возникают при плоском штопоре и равны $\sigma = 145$ МПа для двухлопастного винта и $\sigma = 80$ МПа для трехлопастного винта при установке тензодатчика на прямом участке около буртика левого подшипника.

Число циклов нагружения определялось по формуле

$$N_i = \sum \left(\frac{\sigma_{\max}}{\sigma_i} \right)^m \cdot N_i,$$

где σ_{\max} - максимальное напряжение, замеренное в полёте,

σ_i - напряжение на i -ом режиме нагружения,

N_i - число циклов нагружения вала на i -ом режиме (число оборотов вала винта),

$m=9$ - показатель кривой выносливости материала вала винта (сталь 40ХНМАШ).

Механические характеристики стали 40ХНМАШ: $\sigma_b = 1000$ МПа, $\tau_b = 683$ МПа, $\sigma_T = 8500$ МПа, $\tau_T = 580$ МПа, $\sigma_{-1} = 520$ МПа, $\tau_{-1} = 260$ МПа.

Эквивалентное число циклов нагружения за 200 часов полёта для двухлопастного винта будет

$$N_i = \left(\frac{14,5}{14,5}\right)^9 \cdot 94 + \left(\frac{13,5}{14,5}\right)^9 \cdot 1118 + \left(\frac{12,5}{14,5}\right)^9 \cdot 300 + \left(\frac{11,5}{14,5}\right)^9 \cdot 3564 + \left(\frac{10,5}{14,5}\right)^9 \cdot 1974 + \left(\frac{8}{14,5}\right)^9 \cdot 678 + \left(\frac{3}{14,5}\right)^9 \cdot 10970 = 1382$$

цикла за один полетный час и $1382 \cdot 200 = 0,27 \cdot 10^6$ - циклов за 200 полётных часов.

Ограниченный предел выносливости материала винта для числа циклов нагружения при 200 часах эксплуатации

$$\sigma_{-1}^{200} = 520 \sqrt[9]{\frac{2 \cdot 10^6}{0,27 \cdot 10^6}} = 655 \text{ МПа.}$$

В табл.1 приведены значения запасов прочности вала в расчетных сечениях без учёта влияния стягивающего пакета и с учётом влияния пакета и изменения величины коэффициента концентрации сечения вала в месте затяжки гайки. Влияние пакета учитывалось прибавкой к моменту сопротивления изгибу 50% значений моментов сопротивления изгибу сечений стягивающего пакета. Для сечения VIII в галтельном переходе коэффициент концентрации выбирался по [1] с учётом отношения $\frac{h_1}{r}$, а не $\frac{h_0}{r}$ (рис.2).

Анализ результатов (табл. 1) показывает, что самым слабым сечением у вала является сечение VIII, а не II.

Таким образом, при проектировании и расчете вала винта необходимо учитывать:

1. Влияние стягивающего пакета путем добавки момента сопротивления пакета;
2. Высоту гайки затягивающей пакет, путём учёта размера галтели при выборе коэффициента концентрации.

Запасы прочности по сечениям вала на максимальном режиме

№ Сечения	Двухлопастной винт Без учёта пакета		Двухлопастной винт С учётом пакета		Трёхлопастной винт С учётом пакета	
	Динам.	Стат.	Динам.	Стат.	Динам.	Стат.
1	1,37	5,79	1,37	5,6	2,45	9,54
2	0,88	5,66	1,59	8,0	2,84	13,6
3	0,95	5,63	1,07	8,13	1,91	13,4
4	1,29	6,84	1,82	9,7	3,27	16,3
5	0,82	4,17	1,11	5,9	1,98	9,8
6	1	4,12	1,42	5,66	2,43	9,3
7	0,97	6,53	1,4	9,4	2,52	16,9
8	1,2	3,85	0,77	3,95	1,38	7,1
9	4,3	11,3	3,21	11,5	5,77	20,75

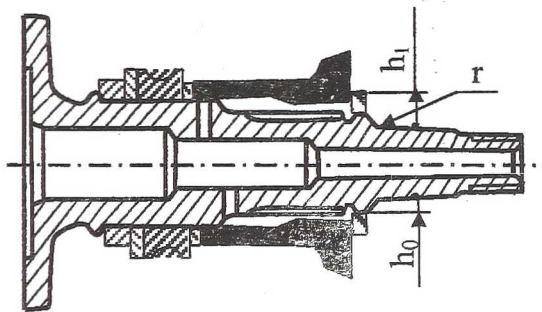


Рис.2. Расчетная схема вала с учётом влияния стягивающего пакета и высоты гайки на коэффициент концентрации в сечении VIII

Необходимо отметить, что величина влияния затягивающей пакет гайки установлена не однозначно, так как количественное влияние пакета может быть большим, чем принятые в работе 50% жёсткости, которые дали для приведенного расчёта хорошую сходимость с результатами экспериментов.

Список литературы

1. Серенсен С.В. Валы и оси. Конструирование и расчёт. - Издание 2-е, М. 1970 г.