

ВЫБОР КОНСТРУКТИВНО-РЕЖИМНЫХ КРИТЕРИЕВ, НАИБОЛЬШИМ ОБРАЗОМ ВЛИЯЮЩИХ НА РАБОТОСПОСОБНОСТЬ НАСОСОВ ГТД

Шахматов Е.В., Леншин В.В., Прокофьев А.Б., Макарьянц Г.М.
Самарский государственный аэрокосмический университет, г. Самара

За последние 30 лет большое применение в практике создания насосов ГТД получили системы автоматизированного проектирования, которые базируются на созданных математических моделях агрегатов, позволяющих осуществлять разработку конструкции с заданными статическими и динамическими характеристиками. Современные насосные агрегаты представляют собой систему, где происходят сложные процессы динамического взаимодействия, которые сопутствуют процессам преобразования энергии. Существующие подходы к созданию насосных агрегатов не в полной мере учитывают влияние данных факторов на характеристики агрегатов, их работоспособность. Об этом свидетельствует большое количество доводочных работ, сопутствующих созданию насоса, а также часто возникающие поломки насосов, установленных на авиационных ГТД.

Учет всего комплекса факторов, влияющих на работу, насоса является критическим для создания надежной техники. Поэтому при разработке или анализе существующего математического описания динамических процессов в насосах ГТД должны быть тщательно проанализированы характерные допущения, применявшиеся при построении данных моделей. К сожалению, в имеющемся математическом описании отсутствует возможность расчета всего комплекса необходимых характеристик насоса для того, чтобы интеграция динамических моделей в системы САПР была успешной.

Даже при современных возможностях вычислительной техники, тяжело реализовать проектирование агрегата при учете всех факторов нагружения каждого элемента конструкции. При таком подходе небольшие изменения в конструкции одного элемента требуют повторения цикла расчета целиком для всего насоса, что требует больших затрат времени и ресурсов. Выделение наиболее «узких» мест в конструкции комбинированного насоса и проектирование на основе критериев, определяющих динамическую нагруженность агрегата является более эффективным подходом. Решению изложенных проблем и посвящена данная работа.

Из практики проектирования и эксплуатации насосных агрегатов известно, что основные дефекты, возникшие в ходе их работы, связаны с качающимися узлами, рессорами приводов и подшипниками. Рассмотрим прочностные расчеты этих узлов в отдельности.

Расчет рессор насосных агрегатов авиационных ГТД включает в себя:

- расчет рессор на кручение при действии статических и переменных крутящих моментов;
- расчет зубьев (шлиц) на смятие.

По существующим методикам [1] запас усталостной прочности рессор насосных агрегатов определяется для длительного и наиболее напряженного режима работы агрегата по зависимости:

$$K_v = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau \beta_\tau} \tau_a + \psi_\tau \tau_m}, \quad (1)$$

где τ_{-1} – предел выносливости материала рессоры при кручении; K_τ – эффективный коэффициент концентрации напряжений при кручении; ε_τ – коэффициент, учитывающий влияние абсолютных размеров рессоры на предел выносливости материала; β_τ – коэффициент, характеризующий влияние состояния поверхности рессоры на предел выносливости материала; τ_a – амплитуда действующих переменных напряжений кручения; коэффициент, характеризующий чувствительность материала к асимметрии цикла напряжений; τ_m – среднее напряжение кручения асимметричного цикла.

Расчетное определение амплитуды переменных напряжений кручения, действующих на рессору привода насоса, производится по формуле

$$\tau_a = \tau_{max} \frac{1-r}{2}, \quad (2)$$

где τ_{max} – максимальные касательные напряжения, r – коэффициент асимметрии цикла кручения, зависящий от геометрии шестерен и количества качающих узлов насоса.

В работе [1] отмечается, что для рессор шестеренных насосов замеры величины переменных напряжений кручения существенно выше определенных по формуле (2). Для определения величины амплитуды переменных напряжений предлагается использовать недостаточно обоснованные экспериментальные или расчётные зависимости.

Приведенные данные указывают на необходимость проведения экспериментальных исследований для уточнения величин амплитуд колебаний крутящего момента.

Применяющаяся методика расчета рессоры насосов на прочность имеет ряд недостатков. Так система механического привода агрегата может работать в условиях близких к резонансным, и отсутствие критериев

для определения наиболее нагруженного режима может привести к неверному расчёту предельных допускаемых напряжений, что может вызвать поломку рессоры насоса в процессе эксплуатации.

Для расчёта запаса усталостной прочности предлагается следующая зависимость:

$$K_{\text{экв}} = \frac{1}{\left[\sum_{i=1}^k \frac{1}{(kh_i K_{vi})^m} \right]^{1/m}}, \quad (3)$$

которая получена из соответствующей зависимости работы [7] путём введения весовых коэффициентов h_i , представляющих собой отношение средней наработки агрегата на данном режиме к среднему времени работы агрегата. Здесь K_{vi} определяется для каждого режима по формуле (1).

Амплитудные значения касательных напряжений кручения рассчитываются следующим образом:

$$\tau_a = \frac{M_{a \text{ экв}}}{W_k},$$

где $M_{a \text{ экв}}$ - эквивалентная амплитуда колебаний крутящего момента на данном режиме, W_k - момент сопротивления сечения рессоры кручению. Определение эквивалентной амплитуды колебаний крутящего момента в соответствии с (3) следует проводить по следующим зависимостям:

$$M_{a \text{ экв}} = \frac{1}{n_2 - n_1} \int_{n_1}^{n_2} M_a(n) dn; M_a = \sqrt{\sum_{k=1}^1 M_k^2}, \quad (4)$$

где M_k - интенсивность k -ой гармоники спектра крутящего момента, n_1, n_2 - граничные значения частот вращения привода агрегата, характерные для i -го режима.

Запас усталостной прочности на i -ом режиме определяется по формуле

$$K_v = \frac{\tau_{-1}}{W_k M_{np}}, M_{np} = a M_a + y_t M_{cp}, \quad (5)$$

где M_{cp} - среднее (статическое) значение крутящего момента, a и y_t - коэффициенты, учитывающие асимметричность цикла нагружения.

Определение интенсивности составляющих спектра производится либо на основе экспериментальных данных, или расчетным путем с использованием программ расчета динамических характеристик систем топливопитания [2, 3, 4].

При расчете шлиц рессоры на смятие используют зависимость [1]

$$\sigma_{см} = \frac{2M_{кр\ max}}{\psi z h l d_{cp}} \leq [\sigma_{см}], \quad (6)$$

где $M_{кр\ max}$ - максимальный крутящий момент, передаваемый шлицевым соединением, ψ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки в соединении, z - число шлиц, h - высота рабочей части шлиц, l - рабочая длина шлиц, d_{cp} - средний диаметр шлиц, $[\sigma_{см}]$ - допускаемое напряжение смятия на боковых поверхностях зубьев.

Величина $M_{кр\ max}$ должна определяться при рассмотрении всего диапазона рабочих частот привода агрегата, а не только для отдельных режимов работы. То есть, $M_{кр\ max} = M_{рез,max}$, где $M_{рез,max}$ - максимальное значение крутящего момента на резонансных режимах работы механического привода агрегата. Даже если основная наработка двигателя осуществляется на нерезонансных режимах, то значения крутящего момента достигают резонансных величин на переходных режимах работы.

Предложенная методика расчета рессоры применима не только для главной приводной рессоры, но и для соединительных рессор ступеней, при этом надо принять во внимание, что амплитудно-частотные характеристики агрегата по крутящему моменту будут различными для главной и промежуточной (промежуточных) приводной рессоры.

Для расчёта качающих узлов насоса применяется следующий алгоритм.

Вначале рассмотрим качающие узлы насоса низкого давления (НД). Пульсационная производительность насосов центробежного, лопастного и шнекового типа очень низкая. Возможно проникновение повышенных пульсаций давления в ступень НД от сторонних источников, однако разрушение качающих узлов от их действия для серийных агрегатов встречается очень редко. Для данного случая, динамическая нагруженность будет определяться значением максимального усилия, действующего на ступень

$$F_{max} = \sup[D(P_{cp} + A_{max})], \quad A_{max} = \sup[A], \quad n \in [0, n_{max}], \quad (7)$$

где D - площадь проходного сечения ступени, P_{cp} - средний перепад давления на ступени, A - амплитудно-частотная характеристика (АЧХ) перепада давления, n_{max} - максимальная частота вращения привода агрегата.

Принципиально возможно кавитационное разрушение ступеней, поэтому в качестве критерия можно рассмотреть параметр режима. Если его значение ниже, то велика вероятность возникновения нерасчетных режимов работы, характеризующимися повышенными динамическими нагрузками, а, следовательно, и разрушения узлов насоса.

Для шестеренных ступеней высокого давления (ВД), известно, что статический расчет на прочность осуществляется для ведомой шестерни, так как для ведущей шестерни крутящий момент частично компенсируется за счет приложенных сил от разности давлений в полостях нагнетания и всасывания. Основной расчет шестерен включает в себя:

- расчет зубьев на изгиб;
- расчет зубьев на контактные напряжения;
- расчет зубьев на заедание.

По обычным методикам, окружное статическое усилие, действующее на зуб колеса, определяют по максимальному крутящему моменту без учета динамики насоса.

Существуют ошибки в профиле зуба и ошибки в основном шаге. При расчете прямозубых зубчатых колес, которые используются в конструкциях насосов, учитывают только ошибки в основном шаге, т. к. ошибки в профиле вызывают меньшие динамические нагрузки [5]. Для расчетов зубьев используют значения удельной нормальной к профилю зуба нагрузки

$$P_n = P/b \cos \alpha, P = P_{ст} + P_{дин},$$

где b - ширина зуба, α - угол зацепления, $P_{ст}$ - статическая нагрузка, $P_{дин}$ - динамическая нагрузка. Следует отметить, что динамическая нагрузка будет возникать не только вследствие ошибок в изготовлении зубчатых колес, но и вследствие колебаний крутящего момента. Удельная нагрузка вследствие ошибки основного шага определяется по следующей формуле [6]

$$\frac{P_{дин}}{b} = 0,4 d_n^2 \omega \cdot \rho \cdot \sqrt{L(\Delta - \Theta)}, \quad (8)$$

где d_n - диаметр начальной окружности, L - межцентровое расстояние, ω - угловая частота вращения шестерни, Δ - суммарная ошибка в основном шаге, Θ - компенсируемая ошибка. Динамическая нагрузка от колебаний крутящего момента рассчитывается по формуле

$$P_{дин2} = 0,5 M_{амп} L^{-1},$$

где $M_{амп}$ - эффективная амплитуда колебаний крутящего момента шестерни, определяемая по АЧХ. Из приведенных выше зависимостей для расчета удельной нормальной нагрузки следует, что для расчетов зубьев на изгиб, контактные напряжения, заедание следует брать максимальные значения удельной нагрузки:

$$P_{max} = \sup[0,5 L^{-1} (M_{ср.ш} + M_{амп}) + 0,4 d_n^2 \omega (L(\Delta - \Theta))^{0,5}], \quad (9)$$

где $M_{ср.ш}$ - средние значения крутящего момента определяемые по статической характеристике.

Как видно из приведенной зависимости, максимальное значение нагрузки определяется статической и амплитудно-частотной характеристикой крутящего момента и АЧХ угловой скорости шестерни с учетом весовых коэффициентов, зависящих от конструкции передачи.

Усталостные поломки шестерен обычно проявляются в их выкрашивании. Расчет на усталость ведут по допустимому количеству циклов нагружения $N_{ц, доп}$, которое зависит от шестой степени отношения наибольшего контактного напряжения сжатия и контактного напряжения сдвига. В свою очередь, это отношение по принятым методикам расчета является функцией только конструктивных параметров зацепления и физических свойств материала шестерен [6, 7]

$$N_{ц, доп} = 10^{-5} (8,1 E d_2 / E_c \rho)^3, \quad (10)$$

где E - эффективный модуль упругости материала поверхностных слоев, d_2 - наружный диаметр зубчатого колеса, E_c - модуль упругости сдвига, ρ - эффективный радиус кривизны рабочих поверхностей.

Для шестеренных насосов авиационных ГТД рабочее число циклов можно определить по следующей зависимости:

$$N = k_n T N_{cp} / t_{cp}$$

где T - ресурс работы агрегата, N_{cp} - среднее число циклов нагружения за время одного полета, t_{cp} - средняя продолжительность полетного цикла, k_n - коэффициент, учитывающий отклонения указанных величин от среднестатистических значений.

Очевидно, что применяемые методы расчета на усталостную прочность не учитывают особенности динамического нагружения шестерен и носят в основном конструкторско-технологический характер. Однако конструкторская практика показывает хорошую достоверность данных методов расчета, и в дальнейшем мы также будем основываться на них.

Расчет подшипников имеет ряд особенностей. В конструкциях насосов могут применяться высокооборотные подшипники различных типов: от обычных шариковых до подшипников специальных типов. На подшипник в общем случае действуют как радиальные, так и осевые нагрузки. При соединении насосов НД и ВД используются шлицы, при этом от одной ступени к другой передается только крутящий момент, а не осевое усилие. Соответственно, подшипники ступени НД нагружены больше в осевом направлении, чем подшипники шестеренных ступеней ВД, где основную роль играет радиальное усилие.

Приведенную условную нагрузку определяют по формуле [6, 7]

$$Q = (R + mF) k_k k_v k_T,$$

где R - действительная радиальная нагрузка, F - действительная осевая нагрузка, m - коэффициент приведения осевой нагрузки к условной радиальной, k_k - коэффициент, зависящий от условий вращения колец

подшипника, k_v - коэффициент, учитывающий влияние на долговечность характера нагрузки и условий работы подшипников, k_T - коэффициент, учитывающий температурный режим.

До настоящего времени точных методов, позволяющих определять долговечность подшипника в зависимости от всех факторов, не имеется. В некоторых работах зависимость между сроком службы, нагрузкой и частотой вращения выражается формулой [6]

$$C=(nh)^{0,3}Q,$$

где C - коэффициент работоспособности подшипников, допустимые численные значения которого приведены в справочниках, n - частота вращения вала в мин^{-1} , h - расчетная долговечность в часах, Q - приведенная условная нагрузка в даН . Долговечность подшипников в часах подсчитывают по формуле

$$h=n^{-1}(61D/Q)^{3,33},$$

где D - зависит от конструктивных размеров и типа подшипника.

Как видно из приведенных формул, ступенчатый характер нагружения может быть учтен только коэффициентом k_v , рекомендации по выбору которого носят также эмпирический характер. Также нет четких определений, какая именно частота вращения n должна браться для расчета. Поэтому рекомендуется пользоваться также общей формулой для случая многоступенчатого нагружения (3) при расчете подшипников на усталостную прочность, где определяющим фактором будет приведенная нагрузка Q .

Следует отметить, что коэффициент приведения осевой нагрузки m зависит от соотношения радиальной и осевой нагрузок. Поэтому при расчете на статическую прочность подшипника следует брать значение Q

$$Q_{\max} = k_k k_v k_T \sup[R + m(R/F)F], n \in [0, n_{\max}]. \quad (11)$$

При определении запасов усталостной прочности выбор значений приведенной нагрузки следует осуществлять аналогично выбору крутящего момента для расчета рессоры привода для каждого из режимов, руководствуясь формулой (4).

Из приведенного в предыдущем разделе анализа методик прочностных расчетов наиболее «слабых» элементов конструкции авиационных насосов, можно видеть, что при расчетах на статическую прочность велико влияние амплитудно-частотных и статических (интегральных) характеристик насоса и конструктивных параметров. Режимные же параметры оказывают большое влияние при расчете деталей на усталостную прочность. При расчете на статическую прочность это влияние выражается в ширине исследуемого диапазона частот вращения привода агрегата.

Как было показано в предыдущих главах, наличие интенсивной

кавитации в насосах свидетельствует, как правило, о повышенных динамических нагрузках на элементы конструкции насоса.

В настоящее время для оценки антикавитационных свойств насосов чаще всего пользуются кавитационным коэффициентом быстроходности $C_{кр}$, впервые предложенным С. С. Рудневым [8]

$$C_{кр} = \frac{5,62n\sqrt{Q}}{\Delta h_{кр}^{0,75}}, \quad (12)$$

где n – частота вращения вала насоса в об/мин; Q – объёмный расход жидкости через насос в $м^3/с$; $\Delta h_{кр}$ – критический кавитационный запас или превышение минимального полного напора жидкости на всасывании над напором насыщенных паров в м.

Чем большую величину имеет этот коэффициент, тем более высокими антикавитационными свойствами обладает насос. Таким образом, данный коэффициент является очень удобным и наглядным обобщающим параметром для оценки степени совершенства конструкции насоса в отношении его антикавитационных свойств. С помощью этого коэффициента, величина которого зависит от конструкции насоса, можно довольно просто по режимным параметрам насоса Q и n находить критические кавитационные запасы насосов $\Delta h_{кр}$, не приводя подробных расчётов их проточной части.

Критерием подобия кавитации лопастного насоса, как и всякой другой гидравлической машины, может являться безразмерный параметр, называемый коэффициентом кавитации

$$K = \frac{p_{вх} - p_{кр}}{\rho \cdot c_{вх}^2 / 2}, \quad (13)$$

где $p_{вх}$ и $c_{вх}$ – соответственно давление и скорость перед входом в насос; $p_{кр}$ – некоторое критическое давление, при котором наступают резкое нарушение структуры потока, разрыв сплошности и другие явления, характерные для процесса кавитации.

Условием бескавитационной работы насоса будет

$$K > K_{кр}.$$

Однако выражение для коэффициента кавитации $K_{кр}$ насосов носит слишком общий характер. В структуре формулы (13) не учтён ряд явлений, которые оказывают решающее влияние на возникновении кавитации в насосе.

Решающее влияние на структуру потока во входном участке оказывают геометрические параметры рабочего колеса на входе и режим работы насоса (Q/n).

Оба эти фактора объединяются в одном комплексном параметре q , называемом параметром режима, который равен отношению текущего расхода к расходу, при котором поток входит безударно на лопатки колеса

$$q = \frac{Q}{Q_0} = 1 - \frac{\alpha}{\beta}; \quad (14)$$

где α - угол атаки; β - угол установки лопасти.

Таким образом, к критериям, определяющим динамическую нагруженность насосных агрегатов, которые приведены выше, прибавятся кавитационные параметры. Критерии, которые необходимо учесть в САПР комбинированных насосных агрегатов отражены в следующих формулах (5, 7, 9, 10, 11, 12, 14).

Можно увидеть, что большую роль при расчете действующих сил и моментов играют динамические (амплитудно-частотные) характеристики агрегата, однако в группе критериев присутствуют величины, зависящие только от конструктивных или режимных параметров. Это связано с недостаточной исследованностью влияния динамики нагружения на прочностные расчеты, а также сложностью в теоретическом определении критериев появления кавитации и возникающих при этом динамических сил.

При расчетах на прочность учитываются удельные нагрузки на элементы конструкции, поэтому при определении запасов прочности кроме приведенных критериев будут учитываться дополнительные конструктивные и режимные факторы, как это было показано в предыдущем разделе.

Данная работа проведена в соответствии с грантом Минобразования России в области технических наук Т00-6.8-1645.

Список литературы

1. Орманов П., Соловов А.М., Ерошкин А.И. и др. Расчет на прочность деталей агрегатов систем автоматического регулирования ГТД // Методика ЦИАМ, Обзор N 222.-ЦИАМ, 1986. – 38 с.
2. Колебания элементов аксиально-поршневых гидромашин / Под ред. проф. К.В. Фролова. - М.: Машиностроение, 1978. – 280 с.
3. Леньшин В.В., Шабуров И.В., Шахматов Е.В. Математическая модель шестеренного насоса как источника гидромеханических колебаний / СГАУ. - Самара, 1994. – 26 с. - Деп. в ВИНТИ 25.03.94, №727-В94.
4. Леньшин В.В., Шахматов Е.В., Шорин В.П. Методы и средства снижения виброакустических нагрузок в гидромеханических и топлив-

- ных системах авиационных двигателей// Тез. докл. международного российско- китайского науч.-техн. симпозиума по авиационным двигателям.- Китай, Нанжинг,1997.-С.141.
5. Петрусеви́ч А.И., Генкин М.Д., Гринкевич В.К. Динамические нагрузки в зубчатых передачах с прямыми зубьями колесами. М.: АН СССР, 1958.-132с.
 6. Скубачевский Г.С. Авиационные газотурбинные двигатели. Конструкция и расчет деталей. М.: Машиностроение, 1981.-550с.
 7. Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчет на прочность деталей машин: Справочник. - М.:Машиностроение, 1993. – 640 с.
 8. Ломакин А.А. Центробежные и осевые насосы.- М.: Машиностроение, 1966 – 364 с.
 9. Пфлейдерер К. Лопаточные машины для жидкостей и газов.- М.: Машгиз, 1960 – 682 с.

ФОРМИРОВАНИЕ ОСТАТОЧНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ У СТАЛЕЙ 30ХГСН2А, ЭП517-Ш И ТИТАНОВОГО СПЛАВА ВТ20 ПРИ КРУГЛОМ НАРУЖНОМ ШЛИФОВАНИИ

Скуратов Д.Л.

Самарский государственный аэрокосмический университет, г. Самара

Известно, что циклическая долговечность деталей зависит не только от материала, из которого они изготовлены, но в значительной степени и от состояния поверхностного слоя, формируемого в процессе обработки. Важнейшими параметрами, характеризующими состояние поверхностного слоя и в наибольшей степени влияющими на предел выносливости деталей, являются величина остаточных напряжений и глубина их залегания.

Возникновению остаточных напряжений при механической обработке, как отмечают авторы работы [1], обычно способствуют три фактора: остаточные пластические деформации в поверхностном слое заготовки под действием сил резания; остаточные термопластические деформации в результате температурного влияния; фазовые или структурные изменения в поверхностном слое под действием температуры и пластического деформирования.

При механической обработке жаропрочных материалов структурно-фазовые изменения происходят не часто. Поэтому формирование остаточных напряжений в поверхностном слое заготовок из таких материа-