

М. К. Сидоренко

ОСОБЕННОСТИ ФОРМИРОВАНИЯ
АЭРОДИНАМИЧЕСКОЙ ВИБРАЦИИ ТУРБОМАШИН

Вибрация аэродинамического происхождения несет полезную информацию об аэродинамической неоднородности рабочих решеток лопаточных узлов и о характеристиках обтекающего их потока газов, которую можно использовать при вибрационной доводке турбомашин. Рассмотрим упрощенные теоретические соотношения, необходимые для анализа вибрации, возбуждаемой осевым компрессором.

В случае однородного рабочего колеса (РК) на каждой m -й лопатке возникает аэродинамическая сила

$$L_m(t) = L_{0m} + \sum_{k=1}^{\infty} L_k \sin(k\omega_r t + k\varphi_m), \quad (1)$$

где L_{0m} - постоянная составляющая силы; L_k - амплитуда k -й гармоники от кромочных следов за статорными лопатками с частотой, кратной частоте вращения колеса ω_r ; φ_m - угловая координата m -й лопатки; Z_r - число лопаток роторной решетки.

Переменные составляющие силы обусловлены в основном окружной неоднородностью скорости потока.

При неоднородном по углам атаки лопаток α_m РК возникает флюктуация по рабочим лопаткам постоянной ΔL_0 и переменных ΔL_{pn} составляющих силы. Флюктуация вызывается каждой гармоникой n неоднородности РК при разложении ее в ряд Фурье

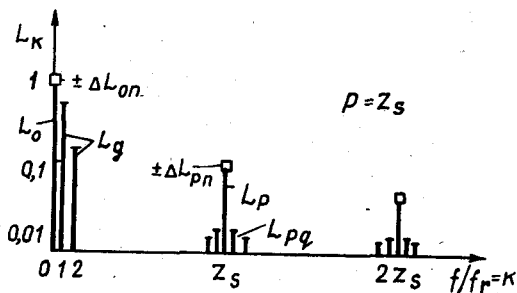
$$L_m(t) = \Delta L_0 + \sum_{n=1}^{Z_r/2} \Delta L_{0n} \sin(\varphi_m + \theta_n) + \sum_{k=1}^{\infty} L_k \sin(k\omega_r t + k\varphi_n) + \sum_{k=1}^{\infty} \Delta L_{kn} \sin(n\varphi_m + \theta_n) \sin(k\omega_r t + k\varphi_m), \quad (2)$$

где ΔL_0 - среднее по лопаткам значение постоянной составляющей флюктуаций; ΔL_{0n} - амплитуда n -й гармоники флюктуаций; θ_n - начальный фазовый угол n -й гармоники флюктуаций.

Для отдельных гармоник K и n , опуская начальные фазы, получим для m -й лопатки

$$L_m^{(k,n)}(t) = L_0 + \Delta L_{0n} \sin n \varphi_m + L_K \sin(K \omega_p t + K \varphi_m) + \Delta L_{Kn} \sin n \varphi_m \sin(K \omega_p t + K \varphi_m). \quad (3)$$

На рис. 1 показаны также гармоники q от входной неоднородности потока.



Р и с. 1. Спектр аэродинамических сил, действующих на рабочую лопатку

Передаваемые на вал РК и на корпус турбомашин силы определяются путем суммирования действующих по всем лопаткам РК сил (3). Разложим силу (3) на осевую и окружную составляющие. Осевая составляющая приводится к осевой силе $P_{ma} = L_m^{(k,n)}(t) \cos \varphi$, приложенной к центру РК, и к изгибающему моменту $M_{iu} = P_{ma} R$ в плоскости, содержащей ось вращения РК (рис. 2), где R - радиус рассматриваемого единичного профиля лопатки, φ - угол установки профиля. Окружная составляющая приводится к перерезывающей силе $P_{mu} = L_m^{(k,n)}(t) \sin \varphi$ и к крутящему моменту $M_{kp} = P_{mu} R$.

Суммируя осевые силы, во вращающейся с колесом системе координат получим

$$P_a = \sum_{m=1}^{Z_r} \vec{P}_{am} = \cos \varphi \left\{ \sum_{m=1}^m L_{0m} + m_{\Delta n} L_0 \sum_{m=1}^m \sin n \varphi_m + m_{WK} D_K \sum_{m=1}^m \sin(K \omega_p t + K \varphi_m) + m_{\Delta n} m_{WK} E_K \sum_{m=1}^m \sin n \varphi_m \sin x(K \omega_p t + K \varphi_m) \right\}, \quad (4)$$

На вал и корпус передаются гармоники порядка $0, n, pz_r$ и $pz_r \pm n$, которые вызывают крутильные колебания вала и корпуса.

Суммирование изгибающих моментов и перерезывающих сил отличается тем, что соответствующий вектор направлен к лопатке под углом $\pi/2$.

Поэтому в суммах появляется сомножитель $\exp[j(\frac{\pi}{2} + \varphi_m)]$, учитывающий также и угловое положение вектора. Для изгибающего момента получим

$$\sum_{m=1}^{z_r} \vec{M}_{ma} = R \cos \gamma \left\{ L_0 \sum e^{m j(\varphi_m + \frac{\pi}{2})} + m \alpha_n L_0 \sum e^{m j(\varphi_m + \frac{\pi}{2})} \sin n \varphi_m + m_{WK} D_K \sum e^{m j(\varphi_m + \frac{\pi}{2})} \sin(k \omega_r t + k \varphi_m) + m \alpha_n m_{WK} E_K \sum e^{m j(\varphi_m + \frac{\pi}{2})} \times \sin n \varphi_m \sin(k \omega_r t + k \varphi_m) \right\}. \quad (5)$$

Первая сумма равна нулю. Вторая сумма приводится к виду

$$-\frac{1}{2} \sum_m \left[e^{j2\pi m (\frac{1-n}{z_r})} - e^{j2\pi m (\frac{1+n}{z_r})} \right].$$

Поскольку $0 < n < z_r/2$, эта сумма не равна нулю лишь при $n = 1$. На вал действует вращающийся с ним постоянный изгибающий момент

$$M_{an} = -(R z_r / 2) m \alpha_1 L_0 \cos \gamma.$$

Третья сумма при $k = pz_r \pm 1$ дает

$$M_{pa} = \pm \frac{R z_r}{2} m_{WK} D_K \cos \gamma e^{\pm j(pz_r \pm 1) \omega_r t}$$

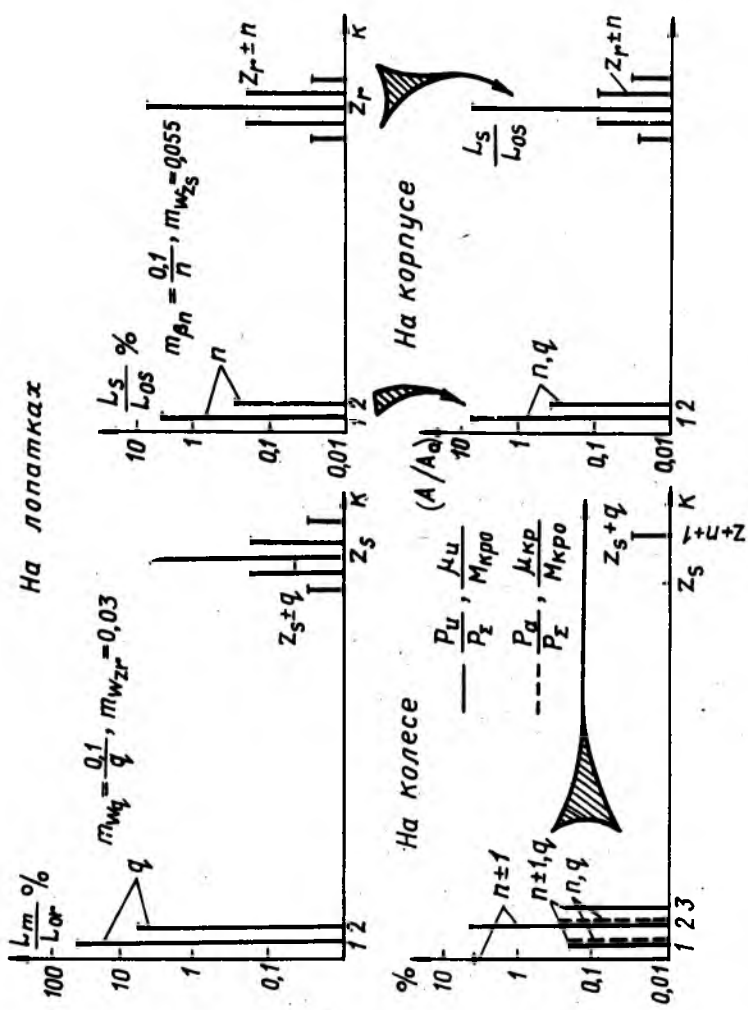
Все знаки противоположны знаку перед единицей.

Четвертая сумма при $k = pz_r \pm n \pm 1$ дает

$$M_{apn} = \pm \frac{p z_r}{4} m \alpha_n m_{WK} E_K \cos \gamma e^{\pm j(pz_r \pm n \pm 1) \omega_r t}$$

Поскольку векторы \vec{M}_U и \vec{P}_U перпендикулярны к вектору $\vec{\omega}_r$, то на корпус передаются гармоники, отличающиеся на ± 1 от гармоник, действующих на вал: $1, n, pz_r$ и $pz_r \pm 1$. Суммирование перерезывающих сил дает такие же гармоники.

Проведенный математический анализ аэродинамических сил, возникающих на РК, позволяет, в отличие от известных результатов, подробно рассчитать спектральный состав возбуждающих сил при неоднородном потоке и неоднородном РК, оценить относительную интенсивность гармоник (рис. 3) и определить порядок их абсолютной интенсивности.



При реальных значениях конструктивных и режимных факторов компрессоров ГТД получена следующая оценка аэродинамических сил на лопатках:

$$\frac{L_m(t)}{L_0} = 1 + 0,056 m_{\alpha n} \sin n \varphi_m + 3,9 m_{WK} \sin(\varphi \omega_r t + \varphi \varphi_m) + \\ + 0,35 m_{\alpha n} m_{WK} \sin \varphi_m \sin(\varphi \omega_r t + \varphi \varphi_m) + 0,04 \sin x \\ \times (z_1 \omega_r t + z_1 \varphi_m) + 0,006 m_{\alpha n} \sin \varphi_m \sin(z_1 \omega_r t + z_1 \varphi_m).$$

Здесь и выше коэффициенты $m_{\alpha n} = \Delta \alpha_n / \alpha_0$, $m_{WK} = \frac{\Delta C_k}{C_k}$ определяют величину амплитуд неоднородностей РК и потока.

Для осевой силы и крутящего момента, передаваемых через ротор на корпус, суммирование дает

$$\frac{P_a(t)}{P_{\Sigma}} = \frac{M_{KP}(t)}{M_{OKP}} = 1 + m_{WK} \bar{D}_{WK} \sin p z_r \omega_r t \pm \frac{1}{2} m_{\alpha n} m_{WK} \bar{E}_K \cos x \\ \times (p z_r \pm n) \omega_r t, \quad (7)$$

где $M_{KP} = r z_r L_0 \sin \gamma$, $\bar{D}_{WK} = D_K / L_0$, $\bar{E}_K = E / L_0$,

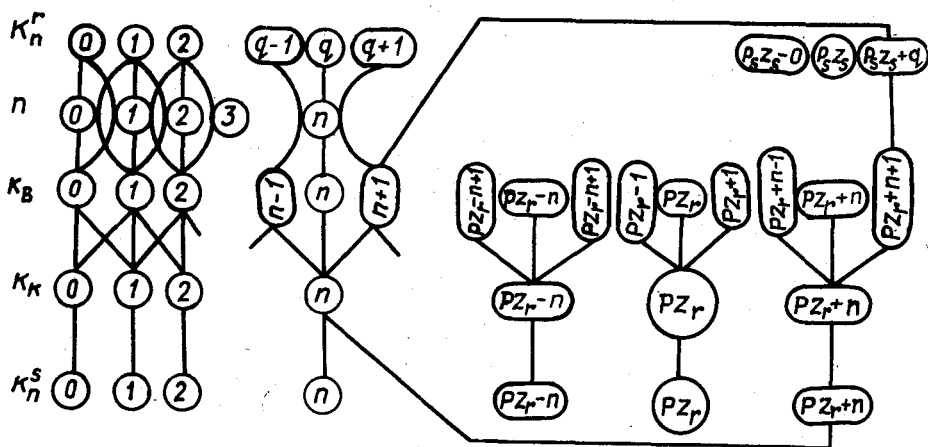
для перерезывающей силы и изгибающего момента -

$$\frac{P_u}{P_{\Sigma}} = \frac{M_u(t)}{M_{OKP}} = - \frac{m_{\alpha n}'}{2} \cos \omega_r t \pm \frac{1}{2} m_{WK} \bar{D}_K e^{\pm j p z_r \omega_r t} \pm \\ + \frac{1}{2} m_{\alpha n} m_{WK} \bar{E}_K e^{\pm j (p z_r \pm z) \omega_r t} \quad (8)$$

На вентиляторе ТРДД, в отличие от воздушного винта [1], реализуется только случай $p = 0$:

$$\frac{P_u}{P_{\Sigma}} = \frac{M_u(t)}{M_{OKP}} = - \frac{m_{\alpha n}'}{2} \cos \omega_r t \pm \frac{1}{2} m_{WK} \bar{D}_K e^{\pm j p z_r \omega_r t} \pm \\ \pm \frac{1}{2} m_{\alpha n} m_{WK} \bar{E}_K e^{\pm j (p z_r \pm n) \omega_r t}$$

Из этих соотношений и рис. 3 видно, что для однородного колеса в однородном или неоднородном потоке при $k < (z_r - n - 1)$ переменные силы отсутствуют. Для неоднородного колеса в однородном потоке появляется только I-я гармоника (аэродисбаланс). Неоднородность потока преобразуется в силы, передаваемые на корпус лишь при наличии неоднородности колеса в виде слабых гармоник $n < z_r / 2$ (порядка нескольких процентов от аэродисбаланса). Поэтому утверждение о том, что неоднородность потока усиливает аэродисбаланс, требует количественных уточнений.



Р и с. 4. Схема формирования аэродинамической вибрации турбомашин

На рис. 4 представлена схема формирования аэродинамической вибрации, где K_n^r - гармоника сил на лопатках РК; K_n^s - гармоника сил на статорных лопатках, стоящих за РК. Интенсивность возбуждения отмечена толщиной линий. Как видно, имеется два пути передачи на корпус аэродинамических сил, возникающих на лопатках РК: через опоры ротора и через статорные лопатки. Силы на статорных лопатках возникают в результате взаимодействия их с вращающимся полем кромочных следов за РК. При этом происходит трансформация частот некоторых гармоник типа балансной модуляции вследствие нелинейности вектора силы и вектора частоты вращения ротора.

При суммировании в точке измерения импульсных сигналов от разнесенных в пространстве источников (статорных лопаток) возникает сильная флюктуация по частоте вращения ротора амплитуд лопаточных гармоник PZ_r . Интенсивность аэродинамической вибрации и характер флюктуации существенно зависят также от места установки датчика, что следует учитывать при измерениях.

Полученные результаты полезны при идентификации экспериментальных спектров, при выявлении и идентификации конструктивных и технологических дефектов лопаточных узлов турбомашин [2], включая опасные колебания лопаток РК [3].

Библиографический список

1. Фомин Г.М. Аэродинамическое возбуждение колебаний лопаток и передача их валу и корпусу двигателя //Тр. ЦАГИ. - 1950.
2. Сидоренко М.К. Отражение технического состояния циклически симметричных узлов турбомашин в спектрах вибросигналов //Вибротехника: Сб. /Каунас. политехн. ин-т. - Каунас, 1985. - № I(49). - С.81-91.
3. Сидоренко М.К. О вибродиагностике колебаний рабочих колес ГТД //Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов: Сб. науч. тр. /Куйбыш. авиац. ин-т. - Куйбышев, 1983. - С. 118-124.

УДК 621.317:621.004.58

Е.В.Сундуков

К АНАЛИЗУ ПОГРЕШНОСТЕЙ ИЗМЕРЕНИЙ ИНТЕНСИВНОСТИ НЕСТАЦИОНАРНОЙ ВИБРАЦИИ ГТД

Обработка вибропроцессов на переходных режимах работы ГТД, таких как запуск, приемистость и переход с режима на режим, остается наиболее сложным и трудоемким этапом при анализе вибрационного состояния. Довольно широкое распространение в настоящее время получили следящие методы анализа, основанные на настройке анализирующей системы на требуемую частоту управляющим сигналом, формируемым, например, тахогенератором [1]. Однако для эффективного применения этого вида анализа необходимо учитывать ряд его особенностей.

Одним из основных источников погрешности измерения интенсивности вибрации при следящем анализе является неточность настройки анализирующей системы на требуемую составляющую спектра колебаний. Для простоты примем аналитическое выражение амплитудно-частотной характеристики анализирующей системы [2]:

$$A = \frac{1}{2 \left[\left(\frac{f - f_0}{f_0} \right)^2 + \frac{d^2}{4} \right]^{1/2}},$$