

МАШИНОСТРОЕНИЕ

Г. И. КОШКАРЯН, Г. Г. ШЕКЯН

ВЛИЯНИЕ ПОЛИГАРМОНИЧЕСКИХ КОЛЕБАНИЙ
НА РАБОТУ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Непрерывное совершенствование машин, повышение их производительности, быстроходности и мощности сопровождается резким возрастанием величин переменных нагрузок и их частоты, появлением ударов и т. д.

Вопросы динамической прочности и надежности резьбовых соединений, несмотря на их актуальность, недостаточно исследованы. Чтобы произвести исследования в области динамики резьбовых соединений, необходимо прежде всего рассматривать прочность и надежность резьбовых соединений в неразрывной связи как с конструкцией соединения (с жесткостью соединяемых деталей и болтов, с их массами), так и с параметрами вибрации.

При расчете резьбовых соединений усилия, действующие на отдельные детали соединения, определяются по упругим деформациям этих деталей с учетом их жесткости. Существующие методы расчета [1, 2] не рассматривают резьбовое соединение, на которое действует переменная нагрузка, как упругую колебательную систему. Однако известно, что под действием переменных нагрузок в упругой системе при определенных условиях могут возникнуть колебания, амплитуда которых превосходит деформацию, вызываемую при статическом приложении максимальной возмущающей силы [3].

Резьбовые соединения современных высокоскоростных машин и аппаратов находятся под действием переменных нагрузок, являющихся результатом полигармонических возмущений. Такое возмущение, в частности, можно наблюдать в резьбовых соединениях многих транспортных машин. Характерной особенностью таких машин является то, что масса присоединенной детали, на которую действует нагрузка, многократно превышает массу болтов.

Реальное резьбовое соединение (рис. 1) заменим колебательной системой с одной степенью свободы [4]. Рассмотрим колебания такой упругой системы (рис. 2).

Пусть масса m колеблется под действием периодической силы $Q(t)$. Дифференциальное уравнение движения системы в комплексном виде будет

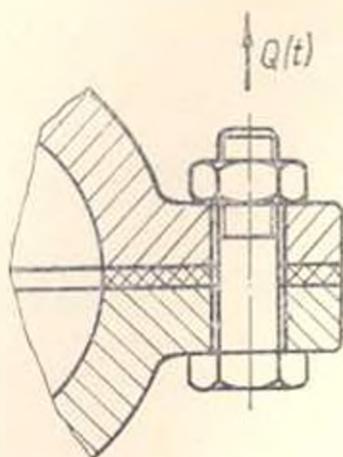


Рис. 1. Пример резьбового соединения.

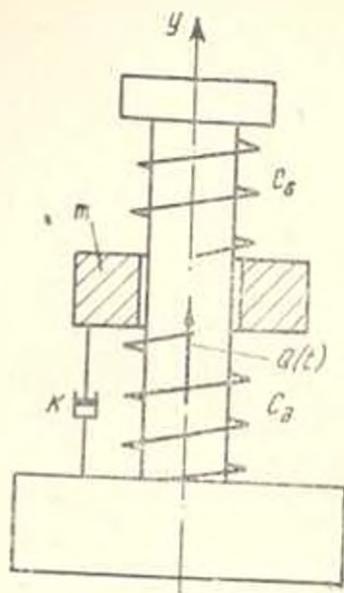


Рис. 2. Модель резьбового соединения.

$$m\ddot{y} - (Ki + 1)(C_b + C_a)y = Q(t), \quad (1)$$

где m — масса присоединенной детали, приходящаяся на один болт; C_b , C_a — жесткости, соответственно, деталей систем болта и корпуса; K — коэффициент упругого сопротивления.

Разложив функцию $Q(t)$ в ряд Фурье, представим решение уравнения (1) в виде

$$y = \frac{1}{C_b + C_a} \left[\frac{G_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} \frac{G_n \cos(n\omega t - \gamma_n) + H_n \sin(n\omega t - \gamma_n)}{\sqrt{\left(1 - \frac{n^2\omega^2}{p^2}\right)^2 + \frac{K^2 n^2 \omega^2}{p^2}} \right], \quad (2)$$

где $p = \sqrt{\frac{C_b + C_a}{m}}$ — частота собственных колебаний системы; G_n, H_n —

коэффициенты разложения:

$$G_n = \frac{2}{T} \int_0^T Q(t) \cos n\omega t \cdot dt, \quad H_n = \frac{2}{T} \int_0^T Q(t) \sin n\omega t \cdot dt,$$

здесь T — преобладающий период изменения внешней силы;

$$\tan \gamma_n = \frac{p^2 K n \omega}{p^2 - n^2 \omega^2}.$$

Из полученного результата видно, что если частота собственных колебаний системы совпадает с частотой одной из гармоник возмущающей силы, то соответствующий член в выражении (2) возрастает, т. е. имеет место явление резонанса. В этом случае амплитуда вынужденных упругих колебаний присоединяемой детали превысит величину деформаций от предварительного сжатия деталей, что приведет к падению давления на поверхностях стыка до нуля, и стык соединения раскроется.

Превышение вынужденных упругих деформаций над предварительными (т. е. раскрытие стыка) имеет место при определенных соотношениях $\frac{m}{p}$ и $\frac{Q_m}{Q_0}$, где Q_m — максимальное значение возмущающей силы; Q_0 — усилие предварительной затяжки болта. Для нахождения искомой зависимости между этими величинами, рассмотрим 3 вида переменной нагрузки:

1. $0 \leq Q(t) \leq Q_m$ — пульсирующая нагрузка по оси y ;
2. $-Q_m \leq Q(t) \leq 0$ — пульсирующая нагрузка против оси y ;
3. $-\frac{Q_m}{2} \leq Q(t) \leq \frac{Q_m}{2}$ — знакопеременная нагрузка.

Значения соответствующих коэффициентов разложения будут:

1. $G_0 = \frac{Q_m}{2}$; $G_1 = -\frac{Q_m}{2}$; $G_2 = G_3 = \dots = 0$; $H_1 = H_2 = \dots = 0$;
2. $G_0 = \frac{Q_m}{2}$; $G_1 = \frac{Q_m}{2}$; $G_2 = G_3 = \dots = 0$; $H_1 = H_2 = \dots = 0$;
3. $G_0 = 0$; $G_1 = \frac{Q_m}{2}$; $G_2 = G_3 = \dots = 0$; $H_1 = H_2 = \dots = 0$.

Пренебрегая демпфированием, после соответствующих преобразований получим уравнения установившихся вынужденных колебаний присоединенной детали для 3-х видов нагрузок:

$$1. y = y_c - y_0 \cos \omega t; \quad 2. y = y_0 \cos \omega t - y_c; \quad 3. y = y_0 \cos \omega t. \quad (3)$$

Амплитуда вынужденных колебаний y_0 и статическое смещение присоединенной детали y_c , соответствующее среднему значению возмущающей силы, равны

$$y_0 = \frac{Q_m}{2 \cdot m \cdot p^2 \left(1 - \frac{\omega^2}{p^2}\right)}; \quad y_c = \frac{Q_m}{2m \cdot p^2} \quad (4)$$

или же

$$y_0 = F \cdot y_c. \quad (5)$$

где $\mu = \frac{1}{1 - \frac{\omega^2}{p^2}}$ — динамический коэффициент.

Пользуясь выражениями (2—4), зависимость между соотношениями $\frac{Q_m}{p}$ и $\frac{Q_0}{Q_0}$, при котором в резьбовых соединениях наступает раскрытие стыка, для рассмотренных 3-х видов нагрузок будет:

$$1. \quad \frac{Q_m}{Q_0} > \frac{2(C_0 + C_1)}{C_0} \cdot \frac{\frac{\omega^2}{p^2} - 1}{\frac{\omega^2}{p^2}};$$

$$2. \quad \frac{Q_m}{Q_0} > \frac{2(C_0 + C_1)}{C_0} \cdot \frac{1 - \frac{\omega^2}{p^2}}{\frac{\omega^2}{p^2}};$$

$$3. \quad \frac{Q_m}{Q_0} > \frac{2(C_0 + C_1)}{C_0} \cdot \left(1 - \frac{\omega^2}{p^2}\right).$$

В каждом конкретном случае действия внешней нагрузки, путем подбора коэффициентов C_0, C_1 всегда можно добиться исключения этих условий.

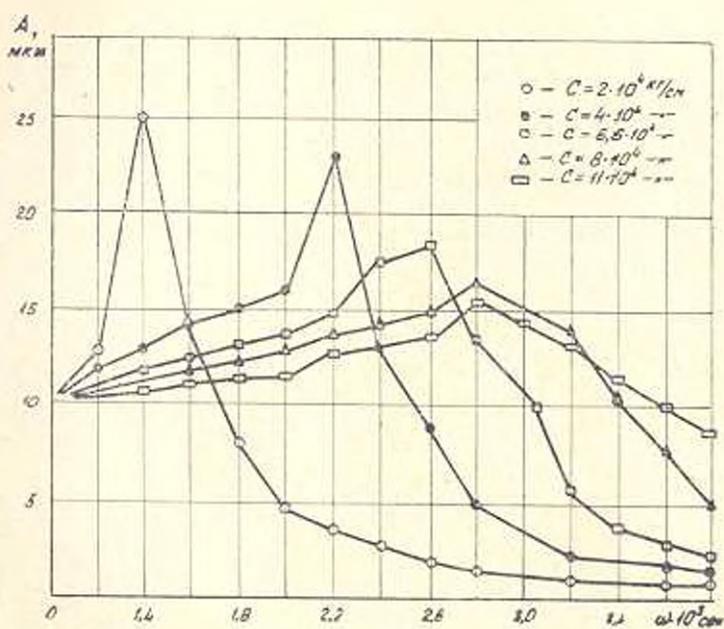


Рис. 3. Амплитудно-частотные кривые для резьбового соединения.

Таким образом, периодические силы произвольного характера вызывают полигармонические колебания, состоящие из целого ряда гар-

монок. Существует большая вероятность того, что колебания системы, в данном случае резьбовое соединение попадет в резонанс с одной из гармоник возмущающей силы. Это повлечет за собой раскрытие стыка. Опасность такого раскрытия тем больше, чем больше амплитуда колебаний и масса присоединенной детали.

Анализ выражения (2) показывает, что в зависимости от жесткости деталей систем болта C_b и корпуса C_k можно уменьшить амплитуду колебания системы, тем самым обеспечить не только плотность стыка, но и уменьшить величину динамического усилия, передаваемого на болт.

Как видно из амплитудно-частотных кривых, построенных на основании экспериментальных исследований для соединений с болтами различной жесткости (рис. 3), первая резонансная частота системы охватывает частотную зону $\omega = (1.0 - 2.5) \cdot 10^3 \text{ сек}^{-1}$, соответствующую жесткостям испытуемых болтов. Для жесткости болта $C_b = 2 \cdot 10^4 \text{ кг/см}$, начиная уже с частоты $\omega = 1.8 \cdot 10^3 \text{ сек}^{-1}$, наступает уменьшение амплитуды присоединенной детали по отношению к амплитуде возмущения, в то время, как для жесткости болта $C_b = 11 \cdot 10^4 \text{ кг/см}$ процесс уменьшения амплитуды колебания начинается с частоты $\omega = 4.2 \cdot 10^3 \text{ сек}^{-1}$.

ЕрПИ им. К. Маркса

Получено 21V 1973

Յ. Ե. ԿՈՇԿԱՐՅԱՆ, Է. Գ. ՇԵԿՅԱՆ

ԲԱԶՄԱՀԱՐՄՈՒՄԻՆ ԿՍԿԱՆՈՒԹՆԵՐԻ ԱՉԻՑՈՒԹՅՈՒՆԵՐ
ՀԵՂՈՍԱՎՈՐ ՄԻԱՑՄԱՆ ՎՐԱ

Ա մ փ ո փ ո մ

Հեղուսավոր միացումը բնորոշելով որպես ադատության մեկ տասնամյակով զծային տատանման համակարգ, դիտարկվում է բազմաշարմանիկ տատանման ազդեցությունը նրա աշխատանքի վրա: Օտյց է տված, որ աշխատանքի որոշակի պայմաններում, երբ միացման մասի տատանման ամպլիտուդը դերագանցում է նրա նախնական ձգման մեծությունը, միացման կցվանքը բացվում է:

Տեսականորեն և փորձնականորեն հիմնավորված է, որ Հեղուսավոր միացման կերտությունների ճիշտ բնարմամբ կարելի է փորքացնել միացման մասերի տատանման ամպլիտուդը և գրանցվել բացումը կցվանքի բացման հնարավորությունը:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Биргер Н. А., Васильев Г. Б. Резьбовые соединения. М., Машиностроение, 1973.
2. Кингсвилли Р. С. Расчет прочности шатуна авиационных двигателей. М., Оборониз, 1945.
3. Кошкарлы Г. И., Шекян Г. Г. Динамическая прочность болтовых соединений с учетом вынужденных колебаний. Сб. «Исследование, конструирование и расчет ответственных резьбовых соединений». Ульяновск, изд. УИИ, 1970.
4. Овсienko Г. М. Зависимость затяжки резьбового соединения от интенсивности его упругих колебаний. Там же.