

Գ. Ո. ԿՈՏԿԱՐՅԱՆ, Գ. Գ. ՏԵԿՅԱՆ

ВЛИЯНИЕ ЖЕСТКОСТЕЙ ДЕТАЛЕЙ РЕЗЬБОВОГО СОЕДИНЕНИЯ НА ЕГО ДИНАМИЧЕСКОЕ КАЧЕСТВО

Многие резьбовые детали в конструкциях современных машин испытывают вибрационные нагрузки с частотой до нескольких десятков $kГц$.

Высокочастотные вибрационные нагрузки часто вызывают ослабление деталей резьбового соединения, а иногда и их разрушение. Обеспечение прочности и долговечности деталей резьбового соединения при высокочастотных вибрационных нагрузках представляет собой одну из наиболее сложных проблем современного машиностроения.

Практика эксплуатации и результаты исследования резьбовых соединений показывают, что при высокочастотных возмущениях величина динамической нагрузки, передаваемая на болт, зависит от жесткостных и частотных характеристик деталей резьбового соединения. При неправильном выборе указанных характеристик динамические нагрузки, передаваемые на болт, могут в десятки раз превысить возмущающую силу. Таким образом, прочность и долговечность резьбовых соединений при высокочастотных возмущениях зависят от жесткостных и частотных характеристик системы, т. е. от чувствительности соединения к динамическим воздействиям, которую назовем динамическим качеством соединения. Улучшение динамического качества, следовательно, и правильный выбор параметров соединения, определяющих жесткостные и частотные характеристики системы, во многом будут способствовать повышению долговечности резьбового соединения при высокочастотных возмущениях.

Для оценки динамического качества резьбового соединения рассмотрим вынужденные колебания массы m динамической модели (рис. 1), имитирующей реальное резьбовое соединение [1]. Пусть действующая на соединение возмущающая сила изменяется по гармоническому закону:

$$Q(t) = Q_m \sin \omega t,$$

где Q_m, ω — амплитуда и частота возмущающей силы. Тогда дифференциальное уравнение колебания системы можно представить в виде

$$m\ddot{y} + (1 + kt)(C_0 + C_1)y = Q_m. \quad (1)$$

коэффициент демпфирования. Если частное решение представить в виде $\bar{y} = \bar{A}e^{i\omega t}$, где \bar{A} — комплексная амплитуда колебания, подставляя его в уравнение (1), получим соотношение, связывающее комплексную амплитуду колебания массы m и возмущающую силу $\bar{Q}_a = \bar{A}(C - m\omega^2 + iCK)$, откуда модуль возмущающей силы будет

$$|Q_a| = A \sqrt{(C - m\omega^2)^2 + C^2K^2}. \quad (2)$$

где C_1, C_2 — коэффициенты жесткостей пружин Б и Д; C — приведенная жесткость соединения.

На болт в направлении перемещения y будет действовать сила

$$Q_x = C_y + K_y$$

или в комплексной форме:

$$\bar{Q}_x = \bar{A}(C + iCK). \quad (3)$$

Модуль этой силы:

$$|Q_x| = A \sqrt{C^2 + C^2K^2}. \quad (4)$$

Отношение силы, действующей на болт, к возмущающей силе $\beta = Q_x/Q_a$ есть коэффициент передачи силы, поэтому динамическое качество соединения можно характеризовать выражением:

$$K_2 = (1 - \beta) \cdot 100\%. \quad (5)$$

Из формулы видно, что если $\beta < 1$, то $K_2 > 0$, и чем меньше β , тем выше динамическое качество соединения. Если $\beta > 1$, то $K_2 < 0$, т. е. система чувствительна к динамическим воздействиям и незначительные возмущающие силы могут вызвать большие колебания (деформации) системы. Это означает, что динамическое качество соединения неудовлетворительно.

Для определения величины жесткости резьбового соединения исходя из двух условий:

а) условие обеспечения плотности стыка, чтобы амплитуда колебания деталей соединения y не превысила предварительной деформации соединяемых деталей $\Delta > y$. Так как $y = \gamma u_{ct}$, где u_{ct} — деформация соединяемых деталей, соответствующая действию возмущающей силы и статических условиях ($\omega = 0$), а γ — коэффициент динамичности системы [2], который определяется:

$$\gamma = \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{p}\right)^2\right]^2 + \left(\frac{\nu}{\pi}\right)^2 \cdot \left(\frac{\omega}{p}\right)^4}}. \quad (6)$$

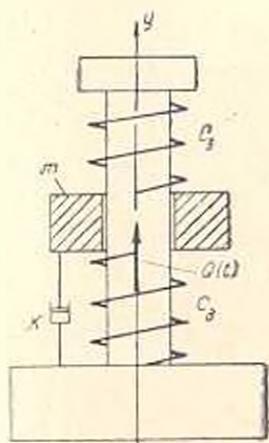


Рис. 1. Модель, имитирующая резьбовое соединение.

здесь ν — логарифмический декремент затухания колебания; p — частота собственных колебаний системы;

б) условие минимизации коэффициента передачи силы:

$$\beta = \frac{Q_s}{Q_m} = \min.$$

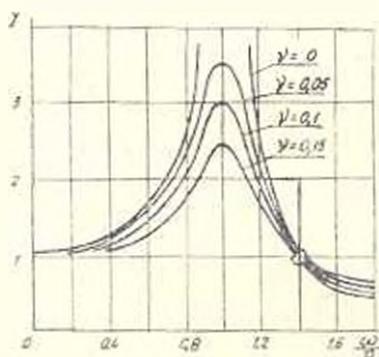


Рис. 2. Зависимость коэффициента

$$\gamma \text{ от } \frac{\omega}{p}.$$

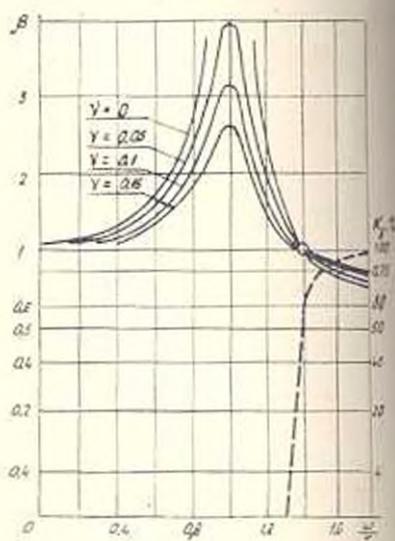


Рис. 3. Зависимость коэффициента

$$\beta \text{ и } K_s \text{ от } \frac{\omega}{p}.$$

На рис. 2, 3 приведены зависимости коэффициентов динамичности системы, передачи силы и динамического качества от соотношения ω/p , из которых видно, что для систем, работающих под действием высокочастотных вибрационных нагрузок, жесткость соединения следует выбрать так, чтобы отношение ω/p было в пределах 1,3—1,5, т. к. коэффициент динамического качества эффективно возрастает в этой зоне.

В таблице 1, 2 приведены результаты экспериментальных исследований резьбовых соединений при вибрационных воздействиях в диапазоне 300—4000 Гц с ускорением 20 g, с болтами различной жесткости, часть которых охватывает частотную зону $\omega/p = 1,3—1,5$. Из табл. 1 видно, что раскрытие стыка имеет место при определенных отношениях $\omega/p < 1,2$.

При значениях $\omega/p > 1,2$ раскрытие стыка не происходит. Кроме того, из табл. 2 видно, что при данной частоте и амплитуде вынужденных колебаний с увеличением жесткости болта увеличивается амплитуда колебания присоединенной детали.

Правильным выбором жесткости резьбового соединения можно обеспечить плотность стыка, уменьшить амплитуду колебания деталей и тем самым повысить динамическое качество резьбового соединения.

Таблица 1

| Жесткость системы σ в Г/см | | Средняя частота колебания ρ , Гц | $\omega = 300$ Гц | | $\omega = 500$ Гц | | $\omega = 700$ Гц | | $\omega = 900$ Гц | | $\omega = 1000$ Гц | | $\omega = 1500$ Гц | |
|-----------------------------------|-----------|---------------------------------------|---------------------------------|-----------------|---------------------------------|-----------------|---------------------------------|-----------------|---------------------------------|-----------------|---------------------------------|-----------------|---------------------------------|-----------------|
| Число C_n | Длина C | | отношение $\frac{\omega}{\rho}$ | состояние стыка |
| 2 | 12 | 500 | 0,6 | + | 1 | - | 1,4 | - | 1,8 | + | 2 | + | 3 | + |
| 4 | 16 | 600 | 0,5 | + | 0,84 | - | 1,17 | - | 1,5 | + | 1,67 | + | 2,5 | + |
| 6,6 | 18,4 | 700 | 0,43 | + | 0,72 | + | 1 | - | 1,3 | + | 1,43 | + | 2,14 | + |
| 8 | 22 | 800 | 0,38 | + | 0,62 | + | 0,875 | - | 1,12 | - | 1,25 | + | 1,88 | + |
| 11 | 29 | 900 | 0,33 | + | 0,55 | + | 0,77 | - | 1 | - | 1,12 | - | 1,67 | + |
| 13,4 | 31,6 | 950 | 0,31 | + | 0,52 | + | 0,73 | + | 0,95 | - | 1,05 | - | 1,58 | + |

(-) — раскрытие стыка, (+) — нераскрытие стыка.

Таблица 2

| Жесткость системы σ в Г/см | | Частоты возмущения, $< 10^3$ Гц | | | | | | | | | | | | | | |
|-----------------------------------|----|--|-----|-----|-----|----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| | | 1,2 | 1,4 | 1,5 | 1,8 | 2 | 2,2 | 2,4 | 2,6 | 2,8 | 3 | 3,2 | 3,4 | 3,6 | 3,8 | 4 |
| | | амплитуды колебания стола вибростенда, мм | | | | | | | | | | | | | | |
| | | 10 | 8 | 8 | 7 | 6 | 5 | 4 | 3 | 3 | 3 | 3 | 2 | 2 | 2 | 1 |
| | | амплитуды колебания присоединенной массы, мм | | | | | | | | | | | | | | |
| 2 | 12 | 25 | 14 | 8 | 5 | 1 | 2 | 1 | 1 | 0,8 | 0,7 | 0,6 | 0,6 | 0,6 | 0,6 | 0,6 |
| 4 | 11 | 12 | 11 | 15 | 16 | 21 | 13 | 8 | 5 | 3 | 2 | 2 | 1,5 | 1 | 0,8 | 0,8 |
| 6,6 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 18 | 18 | 15 | 12 | 6 | 3 | 2,5 | 2,5 | 2 | 2 |
| 8 | 10 | 11 | 12 | 13 | 13 | 14 | 14 | 15 | 16 | 15 | 13 | 11 | 8 | 5 | 3 | 3 |
| 11 | 10 | 11 | 11 | 12 | 12 | 13 | 13 | 14 | 14 | 15 | 13 | 12 | 10 | 8 | 5 | 5 |

ИП: им. К. Маркса

Поступило 6.VI.1979

9. Ե. ԿՈՇԿԱԿՈՅԱՆ, 2. Գ. ՇԵԿՅԱՆ

ՆԵՂՈՒՈՒԱՎՈՐ ՄԻԱՑՄԱՆ ՄԱՍԵՐԻ ԿՈՇՏՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԻ ԱԶԻԵՑՈՒԹՅՈՒՆԸ ԴՐԱՆՑ ԳԻՆԱՄԻԱԿԱՆ ՈՐԱԿԻ ՎՐԱ

Ա Վ Փ Ո Փ Ո Ւ Ա

Տարրեր արտարին բևեռվածքների տակ գտնվող Ներուստի միացումներում հաճախ նկատվում է կցվածքի բացում, մասնակի նստույտություն և աշ-

խատանքային նորմալ պայմանների այլ խախտումներ: Հեղուսավոր միացումը փոխարինելով առաձգական տատանողական համակարգով, ցույց է տրվում, որ այդպիսի խախտումներ առաջանում են հեղուսավոր միացման մասերի կոշտությունների և հաճախականությունների պարամետրերի ոչ ճիշտ ընտրման դեպքում: Ստացված է դինամիկական որակի գործակից, որը բնորոշում է միացման զգայունությունը դինամիկ ազդեցություններին:

Ելնելով հեղուսավոր միացման դինամիկական որակի յավաղման պայմանից, բերվում է դրա առանձին մասերի կոշտությունների որոշման մեթոդիկան:

Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Кошкарян Г. Н., Шекян Г. Г. Влияние полигармонических колебаний на работу резьбового соединения. «Известия АН АрмССР (серия Т. II)», т. XXXII, № 4, 1979.
2. Бабакон Н. М. Теория колебаний. М., «Наука», 1968.