

шероховатість може служити і турбулізатором потоку. Наявність в такому теченні поперечних пульсацій швидкостей рідини (в поперечному перерізі) сприяє переносу твердих частинок в масу рідини і підтриманню їх у взвешеному стані.

Таким чином, причиною зниження ефективності очищення відомими методами є складний профіль порожнин трибосистем качання, ускладнює видалення частинок мікро-, субмікро- і нанорівня.

Сопоставлення сил утримання частинок забруднень на поверхнях трибосистем качання підтвердило необхідність особливого розгляду магнітного взаємодія досліджуваних об'єктів на доменному рівні.

Література

1. Аксьонов О. Ф., Стельмах О.У., Костюк Р.Є., Кушев О.В. Електромагнітна складова утворення феромагнітних забруднень // Проблеми тертя та зношування: Науково-технічний збірник. – К.: НАУ 2006. – Вип.46. – С. 91 – 102.

2. Аксьонов О. Ф., Костюк Р. Є., Кушев О. В. Підвищення функціональної якості підшипників качання шляхом електромагнітного очищення // Проблеми тертя та зношування: Науково-технічний збірник. – К.: НАУ 2008. – Вип.49. – Т. 1. С.9 – 13.

3. Аксенов А.Ф. Авиационные топлива, смазочные материалы и специальные жидкости.– М.: Транспорт., 1965. – 171 с.

УДК 677.055.621

Л.М. Березін, к.т.н.

Київський національний університет технологій та дизайну

ДО РОЗРАХУНКІВ НА МІЦНІСТЬ ТА НАДІЙНІСТЬ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Міцність та надійність деталей машин передусім характеризується домінуванням втомленісних відмов, які виникають під впливом різноманітних факторів. Забезпечення заданого рівня міцності та надійності за критерієм втомленісної міцності при одночасному зниженні металомісткості машин – одна з важливих

проблем сучасного машинобудування. Особливо це стосується проектування технологічного обладнання як машин з традиційним відтворенням виробничого процесу, коли інтенсифікація робочих швидкостей впливає на підвищення динамічних навантажень.

В нормативних та літературних джерелах представлено широкий спектр робіт стосовно сучасної теорії та практики розрахунків на міцність та надійність. Їх детальний аналіз підтверджує комплексне висвітлення проблеми з узагальненням, систематизацією, переліченими перевагами та недоліками методів розрахунків на міцність, але існує прогалина в стратегії вибору конкретного методу, яка переважно базується на досвіді та інтуїції проектувальника. Запропоновано поділ деталей на окремі групи, для яких необхідно використовувати відповідні алгоритми в розрахунках на міцність, а при необхідності, на довговічність та надійність.

Особливості проектування технологічного обладнання полягають в тому, що значна частина стандартизованих та уніфікованих деталей (перша група) є наперед надійними, мають середній ресурс, який перевищує тривалість міжремонтного циклу, що дає можливість їх заміни при плановому ремонті.. Для таких деталей розрахунки на міцність недоцільні.

До другої групи належить номенклатура деталей з характерним надлишковим запасом міцності, що відповідно впливає на збільшення їх габаритів, маси та відповідно динамічних навантажень. При корегуванні розмірів деталей використовують традиційні інженерні розрахунки деталей машин та елементів конструкцій на міцність за нормованим коефіцієнтом запасу міцності $n \geq [n]$ або за допустимим напруженням $\sigma \leq [\sigma]$. Оцінку міцності за допустимим напруженням виконують переважно в наближених, попередніх розрахунках однотипних деталей при детермінованих умовах навантаження, усталеній технології виробництва та розробленій системі допустимих напружень.

Аналогічну перевірку на міцність достатньо виконувати для деталей третьої групи, несуча здатність яких обмежується жорсткістю або стійкістю, а міцність – їх розмірами, що зумовлені вимогами технологічного процесу.

Четверту групу складають деталі машин загального призначення, розрахунки яких широко висвітлені науково-технічній літературі [1] та достатньо представлені в нормативних матеріалах. До них відносять кріпильні різьбові, зубчасті колеса, шківни, зірочки, підшипники, вали тощо.

До п'ятої групи належать силові деталі, розрахунок на міцність яких необхідно виконувати в ймовірнісному аспекті за критерієм втомленості. Деталі мають випадковість навантажень і характеристик міцності матеріалів при необхідності забезпечення незначних, але достатніх запасів міцності, що характеризується умовою міцності $\bar{n} \geq n_{кр(\beta)}$. Критеріальне значення коефіцієнту запасу міцності $\bar{n}_{кр(\beta)}$ з довірою імовірністю β визначають методом довірчих інтервалів за формулою:

$$\bar{n}_{кр(\beta)} = \frac{1 + t_{\sigma \max} \cdot v_{\sigma}}{1 - t_{\sigma-1\delta \min} \cdot v_{-1\delta}},$$

де $v_{\sigma} = S_{\sigma}^{-} / \bar{\sigma}$, $v_{-1\delta} = S_{\sigma-1\delta}^{-} / \bar{\sigma}_{-1\delta}$ – коефіцієнти варіації при S_{σ}^{-} та $S_{\sigma-1\delta}^{-}$ – середньоквадратичні відхилення випадкових величин σ та $\sigma_{-1\delta}$; $t_{\sigma-1\delta \min}$, $t_{\sigma \max}$ – толерантні коефіцієнти нижньої межі розсіяння границі втомленості деталі та верхньої межі розсіяння діючого напруження при наперед заданому нормованому рівні значимості α та довірчої імовірності β в припущенні нормального закону розподілу похибок та використання функції Лапласа. Для деталей технологічного обладнання приймають $\beta = 0,8 \dots 0,9$.

При невиконанні умови міцності ($\bar{n} \leq n_{кр(\beta)}$) необхідно за нормативними рекомендаціями [2] обчислити коефіцієнт запасу міцності \bar{n}_P , який відповідає ймовірності руйнування P за формулою:

$$\bar{n}_P = \frac{1 + \sqrt{1 - (1 - u_P^2 \cdot v_{-1\delta}^2)(1 - u_P \cdot v_{\sigma}^2)}}{1 - u_P^2 \cdot v_{-1\delta}^2},$$

де квантиль u_P нормованого нормального закону розподілу – значення випадкової величини, яке відповідає заданій ймовірності P .

Ймовірність руйнування P визначається за таблицею по обчисленому квантилю нормованого нормального розподілу:

$$u_P = - \frac{\bar{\sigma}_{-1\delta} - \bar{\sigma}}{\sqrt{S_{-1\delta}^2 + S_{\sigma}^2}} = \frac{1 - \bar{n}}{\sqrt{\bar{n} \cdot v_{-1\delta}^2 + v_{\sigma}^2}},$$

тобто є оберненою до попередньої формули.

Шосту групу складають деталі складних форм, проектування яких з великим запасом міцності унеможливлено через обмеження

розмірів небезпечного перерізу. Для них доцільні розрахунки на втомленісну міцність по обмеженій, наперед заданій довговічності [3].

Спрощений проектний розрахунок деталей на довговічність базується на рівнянні Веллера, яке встановлює залежність між еквівалентними напруженнями в небезпечному перерізі деталі та відповідним розрахунковим числом циклів навантаження деталі до втомленісного руйнування.

Використовуючи сучасні уявлення про втомленісну міцність та надійність деталей, доцільно на етапі перевірки використовувати ймовірнісні розрахунки деталей на довговічність, користуватись даними про навантаження і параметри втомленісної міцності з урахуванням їх розсіяння.

Для підвищення достовірності результатів розрахунків на міцність та надійність доцільно використовувати декілька способів, а на заключній стадії проектування, по можливості, виконувати визначальні випробування.

Література

1. Решетов Д.Н. Надежность машин / Д.Н. Решетов, А.С. Иванов, В.З. Фадеев. – М.: Высш. шк., 1988. – 238с.
2. Когаев В.П. Расчеты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность / В.П. Когаев, Н.А. Махутов, А.П. Гусенков. – М.: Машиностроение, 1985. – 224 с.
3. Березін Л.М. Оцінка довговічності та надійності в'язальних механізмів панчішно-шкарпеткових автоматів / Л.М. Березін – К.: КНУТД, 2013. – 191 с.