

УДК 669.14.018.24

Слинько Г.І.¹

Стаднік О.В.²

¹ д-р техн. наук, проф. НУ «Запорізька політехніка»

² асп. НУ «Запорізька політехніка»

УТОЧНЕНА МЕТОДИКА ПЕРЕВІРОЧНОГО РОЗРАХУНКУ ВИСОКОНАВАНТАЖЕНИХ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ ГТД НА КОНТАКТНУ ВИТРИВАЛІСТЬ

При проектуванні зубчастих передач, для попередження небезпечного втомного викришування поверхонь зубів, розрахункове діюче контактне напруження з урахуванням коефіцієнту запасу міцності повинне бути менше або дорівнювати допустимому контактному напруженню. Проте, втомне контактне викришування робочої поверхні зубів часто зустрічається при експлуатації закритих добре змащувальних передачах. В авіаційних двигунах при ремонті із загальної кількості забракованих зубчастих коліс до 85 % бракується по причині втомного викришування [1], тобто деталі не випрацьовують призначений ресурс.

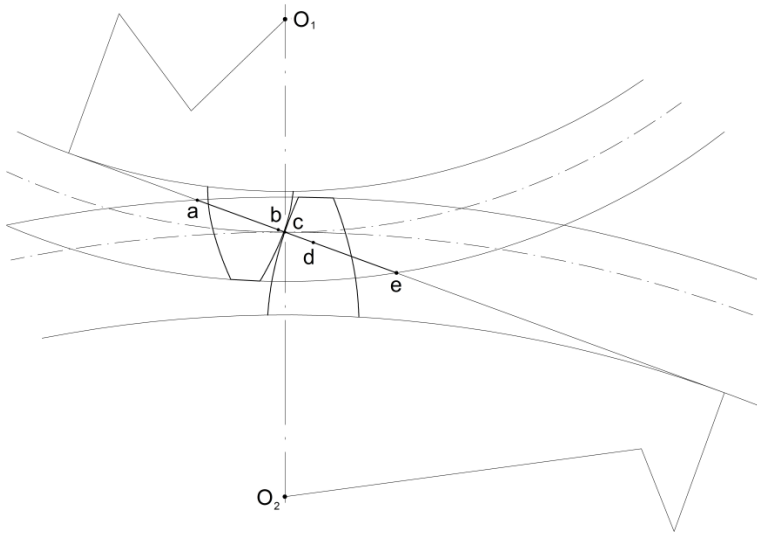
Згідно з існуючою методикою розрахунку на міцність [2], діюче максимальне нормальне контактне напруження розраховують для полюсу зчеплення. Проте, по-перше, викришування, як правило, виникає не в полюсі зчеплення, а біля нього, а по-друге, в ГОСТ 21354-87 не враховується тертя в

зоні контакту, чим для високонавантажених, а часто і високошвидкісних, передач газотурбінних двигунів знехтувати неможна.

В розрахунках замість максимальних нормальних напружень використовуються еквівалентні поверхневі контактні напруження $\sigma_{екв}$ з додатковим урахуванням дотичних навантажень від тертя.

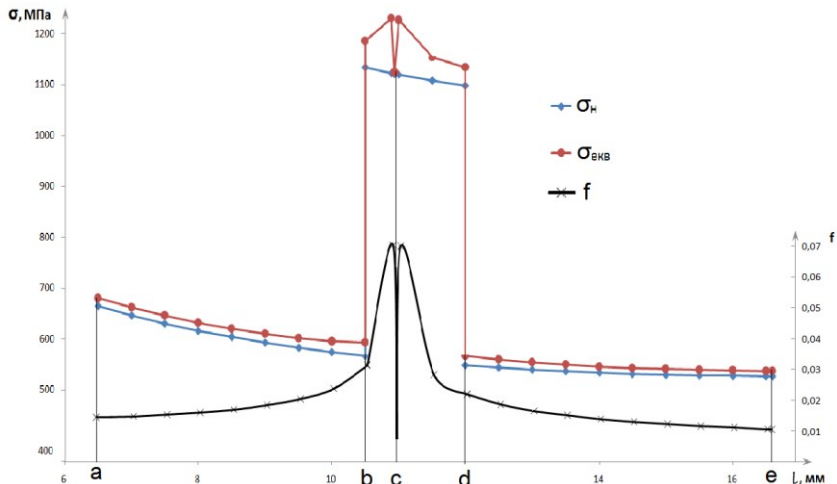
Розглянуто циліндричну зубчасту передачу двигуна з наступними геометричними характеристиками: $z_1 = 32$, $z_2 = 65$, $m = 2$, $\alpha = 20^\circ$, $h_a = 1$, $c = 0,25$, $x_1 = 0,17$, $x_2 = -0,17$, $\varepsilon = 1,71$.

Побудовано схему зчеплення (рис. 1), та епюри контактних напружень уздовж лінії зчеплення (рис. 2).



a – місце входу в зачеплення ніжки зуба ведучої шестерні і головки зуба веденого колеса; *b* – місце переходу від двопарного зчеплення до однопарного; *c* – полюс зчеплення; *d* – місце переходу від однопарного зчеплення до двопарного; *e* – місце виходу із зачеплення головки зуба ведучої шестерні і ніжки зуба веденого колеса

Рисунок 1 – Схема зчеплення



abcde – характерні точки лінії зчеплення; σ_n – нормальне напруження по Герцу; $\sigma_{екв}$ – еквівалентне напруження; f – коефіцієнт тертя
 Рисунок 2 – Епюри контактних напружень і коефіцієнт тертя вздовж лінії зчеплення *ae*

Як видно з епюри контактних напружень, еквівалентне поверхнєве контактне напруження з урахуванням тертя для розглянутої зубчастої передачі діє не в полюсі в точці *c*, а в біляполюсній зоні по обидві сторони в місцях дії максимального коефіцієнту тертя. В даних точках еквівалентне контактне напруження $\sigma_{екв}$ вище максимального нормального напруження σ_n на 9,5%.

Уточнена методика перевірного розрахунку на контактну витривалість з урахуванням впливу перекриття зубів та тертя дозволяє підвищити точність розрахунків при проектуванні зубчастих передач та зменшити вірогідність дострокового виходу з ладу високонавантажених зубчастих передач ГТД та вертольотних редукторів по причині втомного викришування.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Авиационные зубчатые передачи и редукторы: Справочник/Под ред. Э. Б. Вулакова. – М.: Машиностроение, 1981. – 374 с.
2. ГОСТ 21354-87. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления (расчет на прочность). – М.: Издательство стандартов, 1988. – 127 с.