

КОНСТРУКЦІЙНИЙ АНАЛІЗ СПРОЕКТОВАНОГО ВІДЦЕНТРОВОГО ПРОФІЛЮ ЛОПАТКИ ТУРБОКОМПРЕСОРА

Янель Ю.В., pg@tsatu.edu.ua

Таврійський державний агротехнологічний університет імені Дмитра Моторного

В умовах високої конкуренції в сучасному двигунобудуванні, коли при постійному зростанні параметрів і характеристик потрібно знижувати терміни розробки двигуна, все більшу необхідність становить використання таких математичних моделей, які б максимально повно описували реальний стан конструкції, а застосування сучасних обробних центрів з числовим програмним керуванням для виготовлення корпусних деталей зі складними геометричними поверхнями викликало якісну зміну як процесу виробництва, так і процесу технічної підготовки виробництва. Це означає, що в модель потрібно закладати перелік різних, за своєю природою, впливів (газові навантаження, тепловий стан, відцентрові сили, динамічні навантаження тощо), що часто пов'язане з використанням великого набору розрахункових програм, для взаємодії між якими конструктору необхідно буде організувати великий обсяг робіт. Крім того, в процесі оптимізації і доведення конструкції потрібне проведення серії розрахунків зі зміною геометричних параметрів, що в умовах розрізненості програм істотно ускладнює роботу.

Метою досліджень є конструкційний аналіз та розрахунок коефіцієнту запасу міцності спроектованого відцентрового профілю лопатки турбокомпресора.

В рамках роботи була поставлена задача по розрахунку на міцність відцентрованим профілем лопатки турбокомпресора. Під час попереднього аналізу було розраховано два варіанти виконання лопатки – зі сталі і з алюмінієвого сплаву. Розрахунок критичних частот показав, що застосування сталі призводить до незадовільних результатів. Тому в якості матеріалу був обраний алюмінієвий сплав.

За вихідні дані для розрахунку приймалися: геометрія – профілі лопаток, побудовані в модулі Delphi, а також геометрія диска робочого колеса та навантаження – конструкційний розрахунок, проведений в модулі ANSYS Workbench.

На основі отриманих результатів можна зробити висновок, що максимальні значення напружень і відповідно пластичних деформацій спостерігаються в районі скруглення між лопаткою і диском – причому як на лопатці, так і на диску. Збільшення радіусу заокруглення не призвело до зниження напруг. Для зниження максимальної напруги і відповідно збільшення коефіцієнта запасу міцності необхідно збільшити товщину лопатки, так і товщину полотна диска.

В результаті розрахунку отримана конструкція, яка задовольняє технічному завданню на турбокомпресор, згідно з яким запас міцності лопатки повинен становити не менше 1,2. При цьому використання технології пов'язаних розрахунків в єдиному графічному інтерфейсі дозволило провести весь комплекс розрахунків в досить короткі терміни.

Список використаних джерел

1. Щербина В.М. Дискретное моделирование на основе улов смежности. / В.М. Щербина / Прикл. геом. и инж. графика / Труды ТГАТА. - Мелитополь, 1999. – Вып. 4. – Т.7. – С. 82-85.
2. Гоц А.Н. Розрахунки на міцність деталей при напруженнях, змінних у часі: навч. посібник. / А.Н.Гоц. – В: Володимирський нац. ун-т, 2005. – 124 с.
3. Верещага В.М. Дискретное моделирование замкнутых кривых / В.М. Верещага, В.М. Щербина / Деп. В ГНТБ Украины. 20.04.94. № 803-УК94. – Мелитополь: МИМСХ, 1994.
4. Корнеева Т.В. Толковый словарь по метрологии, измерительной технике и управлению качеством. Основные термины. Т.В. Корнеева. – М.: Рус. яз., 1990, – 464 с.

Науковий керівник: Щербина В.М., к.т.н., доцент