

из-за наличия вихря на "спинке" лопатки. При проведении расчета на разработанной численной схеме модель турбулентности Vt-92 показала лучшее совпадение с экспериментом, чем модель турбулентности k-ε.

Таким образом можно сделать вывод, что модели турбулентности Vt-92 и k-ε хорошо описывают дозвуковое и сверхзвуковое течение в межлопаточном канале турбины при различных углах атаки. Однако расчет течений с сильными вихревыми зонами лучше предсказывает модель турбулентности Vt-92. Для расчета течений с помощью модели турбулентности Vt-92 необходимо сильнее сгущать расчетную сетку в области стенки, чем в модели k-ε. Максимальный размер ячейки в области стенки должен соответствовать $y^+ \approx 1..4$. По затратам машинного времени обе модели турбулентности на одной расчетной сетке имеют одинаковое время расчета.

ОЦЕНКА ВИБРОАКТИВНОСТИ ГТД ПО РЕЗУЛЬТАТАМ ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК (ДИНАМИЧЕСКИХ ПОДАТЛИВОСТЕЙ И ФУНКЦИЙ ВИБРОПРОВОДИМОСТИ) КОНСТРУКЦИИ

Бакланов В.С., Пемов А.В.
ОАО «ТУПОЛЕВ», г. Москва

Для надежной оценки виброактивности современного ГТД необходимо иметь расчетную модель, учитывающую динамические свойства современных конструкций.

Известно, что авиационный ГТД отвечает модели твердого тела до 40 Гц. Граница динамического поведения двигателя как жесткой массы для авиационного двигателя большой двухконтурности сдвигается к 20 Гц и ниже.

В докладе предлагается расчетная модель, учитывающая реальные динамические свойства современных конструкций, которые характеризуются матрицей динамических податливостей корпуса двигателя в местах установки узлов крепления и тензором передаточных функций (вибропроводимостей конструкции двигателя) от точек крепления до различных элементов конструкции двигателя (коробки приводов, сопла, фланца воздухозаборного устройства, узлов реверса и т.д.).

Указанные характеристики определяются методом тестового воздействия в диапазоне 10...1000 Гц.

В докладе представлены результаты определения таких характеристик двигателей различного уровня тяг и степени двухконтурности (НК-8-2У; НК-144; Д30-КУ; ПС-90) и примеры их использования.

В докладе сделан обзор ряда разработанных алгоритмов для пересчета вибрации при перестановке двигателя со стенда на объект; оценки уровня динамического воздействия на основание; выбора параметров виброизоляции, расчета структурного шума, возбуждаемого вибрационным воздействием двигателя.

ОБЩИЙ СЛУЧАЙ ОБРАЗОВАНИЯ ПЯТНА КОНТАКТА В КОНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧАХ С КРУГОВЫМИ ЗУБЬЯМИ

Рубцов В.Н.

Уфимский государственный авиационный технический университет, г. Уфа

Математическое моделирование зацепления зубчатых колес, известное более под названием обратной задачи, позволяет выяснить такие особенности пятна контакта передачи, которые не всегда заметны визуально. При анализе зацепления обкатных и полуобкатных передач была обнаружена сильная зависимость профильного коэффициента перекрытия ε_α от среднего угла наклона зуба β_m . Говорить о профильном перекрытии в передачах имеет смысл, если угол μ между рабочей линией и средней линией зуба близок к прямому. Для $\beta_m = 35^\circ$ $\varepsilon_\alpha = 1,10$, а в передаче с $\beta_m = 40^\circ$ $\varepsilon_\alpha = 0,98$, что означает неизбежность фазы кромочного контакта. Однако если коэффициент перекрытия незначительно превышает 1, то вследствие погрешностей установок при зубообработке и неточностей при монтаже точки пересопряжения зубьев необязательно расположатся на профильном участке зацепления. Это вызывает необходимость рассмотреть кинематику кромочного зацепления в обратной задаче. Результатом этого является пятно контакта с небольшим заусенцем, что, на первый взгляд, совершенно недопустимо. Однако анализ зацепления прямоугольных цилиндрических передач обнаруживает это явление, когда основной шаг зубьев ведущего колеса больше, чем ведомого. В рассматриваемом случае пятно контакта имеет вид, показанный на рис. 1.

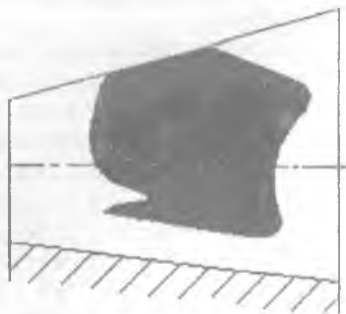


Рис.1. Пятно контакта