

улучшить характеристики горения. Применение в двигателе рекомендованной конструкции камеры сгорания сократит эмиссию окислов азота в окружающую среду без значительного увеличения эмиссии окиси углерода и несгоревших углеводородов. Кроме того, такая конструкция камеры даст возможность исключить разрушение кожухов жаровой трубы КС, обусловленное высокой температурой продуктов сгорания.

Таким образом, из проведенного исследования следует, что перераспределение "вторичного" воздуха по длине жаровой трубы камеры сгорания позволяет управлять рабочими процессами в ней и добиваться значительных результатов путём оптимизации внутрикамерных процессов.

Список литературы

1. Экспериментальное исследование и анализ перераспределения вторичного воздуха по длине КС на основе расчёта по физико-математической модели с использованием ЭВМ / Мингазов Б.Г., Королёв А.Н., Меркушин В.К., Стародубцев В.В., Низамутдинов Р.М. // Вест. СГАУ. Сер.: Процессы горения, теплообмена и экология тепловых двигателей. Вып. 3; Самар. гос. техн. ун-т. Самара, 2000. С.178.
2. Мингазов Б.Г. Внутрикамерные процессы и автоматизированная доводка камер сгорания ГТД / Казань: Изд-во Казан. гос. техн. ун-та, 2000. 168 с.
3. Лефевр А. Процессы в камерах сгорания ГТД / Пер. с англ. М.: Мир, 1986. 566 с.

КОНТАКТНО-ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ХАРАКТЕРИСТИК СМАЗОЧНОГО СЛОЯ УПОРНЫХ ГРЕБНЕЙ КОСОЗУБЫХ ПЕРЕДАЧ МУЛЬТИПЛИКАТОРОВ МНОГОВАЛЬНЫХ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРОВ

Хисамеев И.Г., Максимов В.А., Горшенин К.И.
ЗАО «НИИ турбокомпрессор им. В.Б.Шнеппа», г. Казань

Осевые усилия, возникающие при работе колес с косыми зубьями воспринимаются подшипниками или упорными гребнями. Для упорных подшипников скольжения характерны большие габариты и значительные потери на трение, а упорные подшипники качения отличаются ограниченным ресурсом. Поэтому в последние годы широко применяются упорные гребни, воспринимающие эти осевые силы.

Примером использования упорных гребней в компрессоростро-

нии являются мультипликаторные центробежные компрессоры (МЦК). На быстроходный ротор - "вал-шестерня" насажено консольно рабочее колесо (рис.1,а). Для восприятия осевых сил с двух сторон шестерни на-прессованы упорные гребни 1 и 2. Рабочие поверхности упорных гребней и торцы зубчатого колеса 3 выполняются под углом 1° , имеют высокие чистоту обработки и твердость. В зацеплении применена косозубая передача с эвольвентным профилем зуба. Суммарная окружная скорость вращения упорного гребня и торца зубчатого колеса ~ 250 м/с. Быстроходные роторы работают с частотой вращения 19000...40000 об/мин. При этом до настоящего времени расчет упорных гребней сводится к определению контактных напряжений по формуле Герца и сравнению с допускаемым напряжением, которое для передач с поверхностным упрочнением гребня шестерни и торца колеса 3 (см. рис. 1,а) до $HRC \geq 58$ азотированием или цементацией рекомендуется принимать $[\sigma_k] \leq 90,0$ МПа.

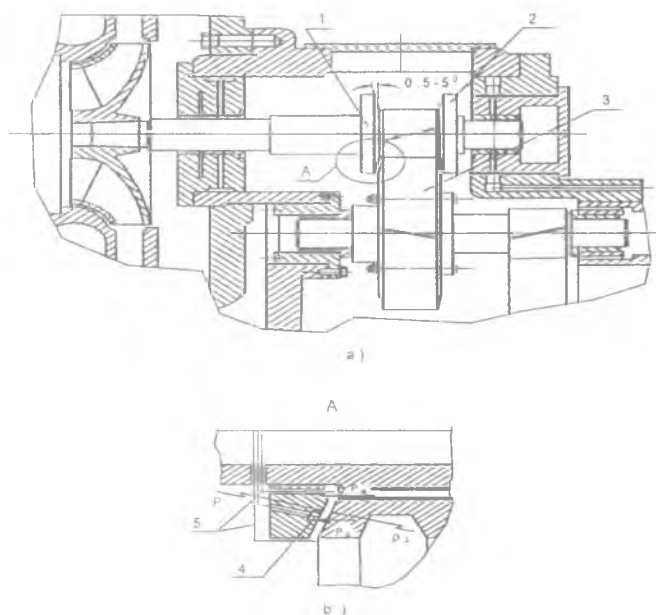


Рис.1. Ступень мультипликаторного центробежного компрессора:
а) конструктивная схема упорных гребней :1,2 - упорные гребни, 3 - зубчатое колесо; б) схема действия сил и измерений в экспериментах [1]: 4 - емкостной датчик толщины смазочного слоя, 5 - хромель-копелевые термопары

Однако в связи со значительными радиусами кривизны ρ_1 и ρ_2 (см. рис. 1,б) и относительно небольшими погонными нагрузками контактные напряжения в упорных гребнях существенно меньше герцевских.. Дело в том, что в процессе нормальной работы между трущимися поверхностями возникает сплошной смазочный слой, т.е. имеет место жидкостное трение. Толщина этого слоя является основным фактором, определяющим работоспособность и допустимую нагрузку упорных гребней косозубых колес мультипликаторов.

Впервые попытку разработать методику контактно-гидродинамического расчета упорных гребней турбозубчатого агрегата судовой установки предпринял Д.С. Коднир совместно с В.А. Садыковым [1].

Была решена плоская задача изотермического течения смазки для случая контакта двух цилиндров бесконечной длины с учетом силовых деформаций. Влияние боковых утечек смазки, т.е. влияние конечности ширины площадки контакта, учтено коэффициентом, полученным Шибелем из решения гидродинамической задачи для цилиндрического подшипника скольжения, но в упрощенном виде с учетом особенностей контакта в упорном гребне. Очевидно, что данная методика расчета может быть применена лишь для приближенной оценки толщины смазочного слоя в упорных гребнях при малых скоростях скольжения, например, судовых редукторов.

Хотя конфигурация зоны контакта упорных гребней и кинематика отличаются от всех применяемых типов подшипников скольжения, механизм возникновения жидкостного трения одинаков и вполне объясняется гидродинамической теорией смазки. При высоких скоростях скольжения определяющую роль приобретают тепловые и деформационные эффекты. Поэтому расчет гидродинамической несущей способности упорных гребней требует проведения термоупругогидродинамического (ТУГД) анализа течения смазки [2].

Такой анализ применительно к мультипликаторам многовальных центробежных компрессоров выполнен Симоном [3]. Однако отсутствие достоверных значений коэффициентов теплоотдачи от вращающихся поверхностей контакта, а также громоздкость вычислений делают изложенную методику малоприменимой для многовариантных проектировочных расчетов.

Экспериментальные исследования, проведенные Д.С. Кодниром и В.А. Садыковым [1], с регистрацией формы смазочного зазора с помощью емкостных датчиков 4 (см. рис. 1,б), установленных во вращающийся упорный гребень, показали, что толщина смазочного слоя в контакте весьма велика и измеряется единицами и десятками микрон. Это обстоя-

тельство в сочетании с высокими суммарными окружными скоростями и малым коэффициентом теплопроводности минеральных масел позволяют сделать вывод о преобладающем влиянии конвективной составляющей теплоотвода на характеристики контакта. Тогда ТУГД анализ упорных гребней высокоскоростных мультипликаторов может быть проведен в более упрощенной "адиабатной" постановке, считая вязкость и плотность смазки по толщине слоя постоянными, а стенки контакта теплоизолированными. Многочисленные расчетные и экспериментальные исследования подшипников скольжения различных типов подтвердили приемлемость такого допущения [2]. Полный ТУГД анализ может использоваться для оценки предельной несущей способности смазочного слоя контакта. Таким образом, ТУГД анализ упорных гребней высокоскоростных мультипликаторов сводится к совместному решению системы уравнений, описывающих распределение давлений, температур и геометрию смазочного слоя, к которым относятся уравнения Рейнольдса, энергии и уравнение упругости с соответствующими граничными условиями. Учитывается изменение вязкости смазки в зависимости от давления и температуры, а также реальная геометрия контакта.

Уравнение Рейнольдса для давлений в случае стационарного движения вязкой сжимаемой жидкости имеет вид

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\rho}{\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\rho}{\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = -6(U_1(x, z) + U_2(x, z)) \frac{\partial(h\rho)}{\partial x} - 6(W_1(x, z) + W_2(x, z)) \frac{\partial(h\rho)}{\partial z}, \quad (1)$$

где $U_1 = \omega_1(O_1O + z)$; $U_2 = \omega_2(O_2O - z)$; $W_1 = -\omega_1 x$; $W_2 = \omega_2 x$ - скорости вращения упорного гребня и торца колеса в рассматриваемой точке. Остальные обозначения общепринятые в гидродинамической теории смазки.

Первым граничным условием к уравнению Рейнольдса (1) принято условие равенства нулю давлений на границе области контакта, занятой пленкой, т.е.

$$p|_{\Gamma} = 0, \quad (2)$$

где Γ - контур смазочного слоя в плане.

Второе граничное условие, служащее для определения начала кавитации или разрыва смазочного слоя (условие Рейнольдса),

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\partial p}{\partial z} = 0; \quad p = 0. \quad (3)$$

Уравнение энергии при принятых допущениях после осреднения по толщине смазочного слоя имеет вид

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^2}{6\mu} \frac{\partial p}{\partial x} + (U_1(x, z) + U_2(x, z)) \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^2}{6\mu} \frac{\partial p}{\partial z} + (W_1(x, z) + W_2(x, z)) \right) = \quad (4)$$

$$= - \frac{h^2}{C_p 6\mu\rho} \left[\left(\frac{\partial p}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial p}{\partial z} \right)^2 \right] - \frac{2(U_1(x, z) - U_2(x, z))^2 \mu}{h^2 C_p \rho} -$$

$$- \frac{2(W_1(x, z) - W_2(x, z))^2 \mu}{h^2 C_p \rho}.$$

Для задания граничного условия предполагается, что температура смазки по входному контуру считается известной:

$$t|_{\Gamma_0} = t_1, \quad (5)$$

где t_1 - температура смазки на входе в контакт; Γ_0 - область входной зоны.

Записывая аналогично М.С. Хановичу уравнение смещения, после несложных преобразований можно легко получить приближенную зависимость для оценки средней температуры смазки на входе в контакт

$$t_1 = t_0 + K_Q(t_r - t_0), \quad (6)$$

где $K_Q = Q_{\text{вых}}/Q_{\text{вх}}$; $Q_{\text{вых}}$, $Q_{\text{вх}}$ - расходы смазки через выходную и входную грань контакта соответственно.

Уравнение Рейнольдса (1) и энергии (4) связаны между собой зависимостями вязкости и плотности смазки от давления и температуры.

Достаточной точностью обладает зависимость

$$\mu = \mu_1 \exp[\alpha p - \beta(t - t_1)], \quad (7)$$

где α , β - пьезо- и температурный коэффициенты вязкости смазки.

Плотность смазки хорошо аппроксимируется формулой

$$\rho = 0.5\rho_1 \left(1 + \frac{\alpha_1 p}{1 + \beta_1 p} + \exp(-\alpha_m(t - t_1)) \right), \quad (8)$$

где α_1 , β_1 - пьезокоэффициенты плотности; α_m - температурный коэффициент объемного расширения масла.

Коэффициенты α_1 , β_1 и α_m определяются по эмпирическим формулам.

Толщина смазочной пленки, обусловленная гидродинамическим эффектом, реальной геометрией контакта, нормальными упругими перемещениями трущихся поверхностей с учетом перехода от недеформируемого состояния к деформируемому, определяется выражением

$$h(x, z) = h_{\min} + \frac{x^2}{2\rho_{\text{пр}}(x, z)} + \frac{2(1 - m^2)}{\pi E} \int_{x_{\min}}^{x_{\max}} \int_{z_{\min}}^{z_{\max}} \frac{p(X, Z) dX dZ}{\sqrt{(x - X)^2 + (z - Z)^2}} - d(h_{\min}), \quad (9)$$

$$\text{где } \rho_{\text{пр}}(x, z) = \frac{\rho_1(x, z) \cdot \rho_2(x, z)}{\rho_1(x, z) + \rho_2(x, z)}; \quad \rho_1(x, z) = \frac{\sqrt{(O_1 O + z)^2 + x^2}}{\sin \gamma};$$

$$\rho_2(x, z) = \frac{\sqrt{(O_2 O - z)^2 + x^2}}{\sin \gamma}$$

Система уравнений с соответствующими граничными условиями решена численным методом и реализована в виде программы для персональных ЭВМ на языке "Фортран". При этом использован оригинальный метод обобщенных координат, позволяющий существенно облегчить решение данной системы нелинейных интегродифференциальных уравнений. Интеграл в уравнении упругости (9) в точке особенности вычисляется методом, подробно описанным в работе [4].

Результатом расчетов являются распределения давлений, температур, вязкости смазки и геометрии смазочного слоя в зоне контакта, а также интегральные характеристики - несущая способность и коэффициент трения.

Форма смазочного слоя, несущая способность и другие основные характеристики контакта упорных гребней промышленных серийных редукторов, измеренные экспериментально Д.С. Кодниром и В.А. Садыковым, качественно и по величине совпадают со значениями, рассчитанными из УГД решения. Расхождение данных составляет менее 10%.

С целью проверки правильности выводов теории и оценки точности результатов расчета, а также выявления сущности физических процессов, протекающих в упорных гребнях, был спроектирован и изготовлен экспериментальный стенд. За основу стенда взят многовальный мультипликатор компрессора ВЦ - 63/9 с внешним охлаждением. Экспериментальный стенд включает в себя электродвигатель, мультипликатор с передаточным отношением $i=10$, нагружающее устройство (пневмоцилиндр), систему автоматической защиты, контрольно-измерительные приборы, регулирующую аппаратуру и электронное оборудование.

Выполнены экспериментальные исследования упорных гребней компрессора ВЦ-63/9, в результате которых установлено:

- упорные гребни надежно работают во всем диапазоне расчетных нагрузок. При этом величины экспериментально замеренных и рассчитанных теоретически по УГД методике характеристик упорных гребней хорошо согласуются;

- величина предельной нагрузки, выдерживаемой упорным гребнем, ограничена только несущей способностью упорного подшипника ведущего вала мультипликатора, на который через упорный гребень передается эта нагрузка.

На основе теоретических и экспериментальных данных разработана инженерная методика проектировочного и поверочного расчета упорных гребней МЦК.

Параметрический анализ результатов расчета упорных гребней

МЦК показывает:

- несущая способность упорных гребней МЦК с учетом деформаций возрастает как за счет увеличения площади контакта, так и вследствие роста гидродинамических давлений в смазочном слое;

- расчет упорных гребней МЦК можно проводить с учетом зависимости вязкости смазки только от давления, поскольку приращение температуры в смазочном слое составляет менее 15%;

- относительная ширина контакта имеет критическое значение, по достижении которого коэффициент трения резко возрастает;

- угол конусности рабочих поверхностей имеет оптимум по несущей способности. Оптимальное по несущей способности значение угла конусности рабочих поверхностей упорного гребня и торца зубчатого колеса для МЦК необходимо определять по формуле, уточненной на основе УГД анализа смазки,

$$\gamma = (0.72 \dots 1.45) \frac{R_1 \cdot R_2}{R_1 + R_2} ;$$

- для уравнивания малых осевых усилий упорные гребни МЦК достаточно изготовить с углом конусности рабочих поверхностей упорного гребня и торца зубчатого колеса равным нулю (плоские рабочие поверхности). При этом несущая способность обеспечивается за счет эффекта "теплового клина".

Список литературы

1. Коднир Д.С. Контактная гидродинамика смазки деталей машин. - М.: Машиностроение, 1976. -С. 304.
2. Максимов В.А., Баткис Г.С. Трибология подшипников и уплотнений жидкостного трения высокоскоростных турбомашин. - Казань: Наука, 1998. - 430с.
3. Симон. Термоупругогидродинамическая смазка упорных колец// Проблемы трения и смазки. - 1984. - №4. -С.65-72.
4. Бисвас, Снидл. Вычисление деформаций поверхности при точечном упругогидродинамическом контакте// Проблемы трения и смазки. - 1977. - №3. -С.1-5.