

вает влияние совместимость материалов, из которых они изготовлены [33, 35].

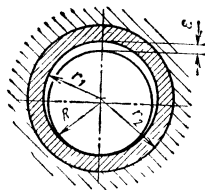
Для расчета возникающих в подшипнике скольжения сил трения и величин износа необходимо определить макроскопические напряжения, создаваемые в нем в результате действия внешних сил.

НАПРЯЖЕННОЕ СОСТОЯНИЕ

Вследствие широкого распространения в технике подшипников скольжения, работающих в условиях ограниченной смазки, анализ напряженного состояния в этих подшипниках под действием приложенной нагрузки приводится во многих работах [11, 18, 42, 101]. Учитывая, что обычно в подшипниках скольжения применяются в основном полимерные материалы, напряженное состояние рассматривается применительно к этим подшипникам. Анализ условий работы этих подшипников свидетельствует о том, что в результате недостаточности хороших теплофизических характеристик полимерных материалов происходит их нагревание в процессе работы, что вызывает изменение механических характеристик материала и влияет на напряженное состояние в подшипнике скольжения. Кроме того, на напряженное состояние в подшипнике оказывают влияние условия эксплуатации. В отмеченных работах, выполненных при различных предпосылках, получены разные результаты. Однако в первом приближении для расчета напряженного состояния подшипников, вкладыши которых изготовлены из полимерных материалов, используются формулы, незначительно отличающиеся от зависимостей, полученных в [113].

Наряду с подшипниками скольжения, в которых используются полимерные материалы, в технике применяют и подшипники с металлическими вкладышами, которые часто работают в условиях граничной смазки. Даже подшипники, предназначенные для работы в режиме гидродинамической смазки во время пуска и остановки машины, работают в условиях граничной смазки. Поэтому ниже приведены зависимости для вы-

Рис. 2. Схема к определению контурных давлений в подшипнике скольжения



числения контурных давлений для подшипников с металлическими вкладышами.

На основании работ [42, 113] при определении напряженного состояния в подшипнике с полимерным вкладышем будем считать, что: 1) подшипник имеет достаточно большую длину $l = (0,4 \div 1,5)D$ (см. рис. 1); 2) втулка заключена в жесткий корпус и исключено ее проскальзывание относительно него; 3) толщина втулки намного меньше $r_2 - r_1 < r_1$ (рис. 2); 4) перекосами вала во втулке можно пренебречь и считать нагрузку равномерно распределенной по длине подшипника; 5) материал втулки однородный и изотропный; его поведение описывается линейной теорией упругости; 6) вследствие значительного различия в механических свойствах взаимодействующих деталей вал и корпус подшипника абсолютно жесткие; 7) скорости скольжения вала и приложенные к нему внешние нагрузки таковы, что температура в подшипнике изменяется незначительно; 8) нагрузка приложена к оси вала.

При отсутствии внешней нагрузки из-за различия в размерах вала и вкладыша между ними имеется радиальный зазор

$$\epsilon = r_1 - R, \quad (1)$$

где R — радиус вала (см. рис. 2).

В результате приложения нагрузки происходит деформирование втулки. Ось вала и вкладыша при отсутствии вращения вала смещается на расстояние δ . Это смещение обусловлено сближением поверхностей вала и втулки, происходящим под влиянием действующей нагрузки, и объемными деформациями материала втулки. Учесть влияние сближения, т. е. влияние микроперемещений на общее