

кость). В упрощенных расчетах подшипников скольжения принимают $\mu = \text{const}$.

В радиальном подшипнике с учетом равенства (22.23) момент трения

$$T_f = 0,5 F_f d = 0,25 ld^2 \frac{\mu \omega}{\psi} \xi. \quad (22.32)$$

Если в равенстве (22.22) принять, что относительный эксцентриситет $\epsilon = 0$ (теоретически соответствует случаю $\omega = \infty$ или $F_d = 0$), то для полного подшипника при радиальной силе $F_r = p_m ld$ несложно получить следующую формулу для силы трения:

$$F_f = \pi ld \frac{\mu \omega}{\psi}.$$

Тогда коэффициент жидкостного трения (формула Н. П. Петрова)

$$f = \frac{F_f}{F_r} = \frac{\mu \omega \pi ld}{\psi p_m ld} = \pi \frac{\mu \omega}{p_m \psi}.$$

В заключение отметим, что гидродинамическая теория смазки подшипников скольжения впервые, более ста лет назад, была рассмотрена проф. Н. П. Петровым. В последующие годы она была уточнена и широко используется в расчетах подшипников и других деталей машин.

Контактно-гидродинамическая теория смазки (краткие сведения). Описанный выше расчет выполнен без учета деформаций деталей (вкладыша, корпуса и вала). В быстроходных опорах, однако, гидродинамическое давление смазочного материала деформирует детали подшипника. Перемещения точек поверхностей контакта при этом оказываются соизмеримыми с толщиной h_{\min} смазочной пленки. Это существенно изменяет гидродинамику подшипника.

Совместное решение деформационной контактной (см. с. 17) и гидродинамической задач привело к созданию *контактно-гидродинамической теории смазки*, позволившей существенно уточнить расчеты подшипников скольжения, подшипников качения, зубчатых передач и др. Основоположники этой теории — советские ученые А. Н. Грубин и А. М. Эртель.

Для определения закона распределения

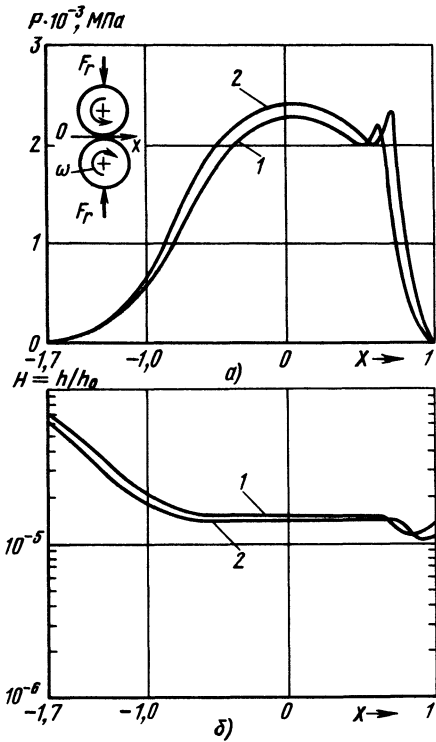


Рис. 22.13.

Изменение контактных давлений и толщины смазочной пленки вдоль зоны гидродинамического контакта

контактных давлений вдоль масляного слоя выполняют совместное решение уравнений (2.15) и (22.9). Произвольные постоянные, появляющиеся при интегрировании этих уравнений, находят, используя следующие четыре граничных условия: на линии впуска масла $p = 0$; на боковых кромках $p = 0$; на линии выхода масла $p = 0$ и $dp/dx = 0$. Последнее, четвертое условие учитывает *кавитацию масла* на выходе из зоны контакта. В расчетах принимают обычно, что вязкость масла зависит от давления в пленке, т. е.

$$\mu = \mu_0 \exp(\alpha p),$$

где μ_0 — вязкость масла при давлении окружающей среды; α — показатель степени.

В качестве примера показаны распределение давления (рис. 22.13, а) и профиль смазочной пленки (рис. 22.13, б) для слу-