

3.6. Методика расчета узлов трения на износ

3.6.1. Общая схема расчета на износ

Выполненные на стадии проектирования расчеты узлов трения на износ позволяют выбрать оптимальный вариант конструкции узла (конструкционные и смазочные материалы, размеры, посадки и т.д.), регламентировать режимы его эксплуатации, прогнозировать ресурс и техническое состояние узла во времени.

Как элементы конструкции узлы трения выполняют определенную функциональную роль в механизме. Узел трения считают работоспособным, если параметры, отвечающие за его функциональное назначение, не вышли за регламентированные пределы. Как было показано, одним из основных параметров, отвечающих за состояние детали трения, является ее форма, изменяющаяся при изнашивании.

Под *предельным износом* понимают износ, соответствующий предельному состоянию изнашивающегося изделия или его составной части.

Допустимым износом считают износ, при котором изделие сохраняет работоспособность. Допустимый износ по абсолютному значению всегда меньше предельного.

Предельный износ устанавливают по следующим признакам:

- 1) когда в результате достижения предельного износа происходит разрушение детали из-за недостаточной прочности, заклинивание механизма, невыполнение механизмом заданных функций вследствие потери кинематической точности;
- 2) когда износ приводит к катастрофическому режиму эксплуатации механизма, появлению ударных нагрузок, вибрации, шуму, интенсивному изнашиванию, повышению температуры;
- 3) когда износ приводит к существенному изменению качественных показателей машины, ухудшению качества производимой продукции, понижению производительности, снижению КПД, увеличению затрат энергии и материальных средств на производство единицы конечной продукции;

4) снижение безопасности (в том числе экологической) ниже допустимой величины.

Выбор критерия зависит от функционального назначения механизма. Предельные значения параметров машин и износа отдельных ее деталей регламентированы в технической документации на нее.

Последствия износа машины связаны с ее назначением, конструкцией, условиями использования и с целым рядом других факторов, которые, как правило, тщательно изучаются при создании новых конкурентоспособных моделей.

В этой области накоплен большой практический опыт и проведены обширные исследования, посвященные изучению износа различных машин, агрегатов и механизмов.

Так, *износ технологического оборудования* приводит в первую очередь к ухудшению качества выпускаемой продукции и к снижению производительности труда. При этом основную роль играют целевые механизмы, предназначенные для изменения формы и свойств объекта труда. Например, износ шпиндельных опор и механизмов зажима заготовки у металлорежущего станка, износ валков их опор в прокатных станах приводит к снижению качества выпускаемой продукции.

Износ технологических машин влияет также на их производительность, поскольку подналадки и ремонты для восстановления утраченных показателей качества вызывают дополнительные простои оборудования и, кроме того, из-за износа механизмов снижаются допустимые режимы работы машины.

При *износе подъемно-транспортных, строительных и дорожных машин* снижаются тяговое усилие, допустимая скорость движения, КПД, маневренность и другие технические характеристики. При этом возрастают динамические нагрузки, интенсифицирующие процесс потери машиной работоспособности.

Стремление к высоким скоростям и нагрузкам современных подъемно-транспортных, строительных и дорожных машин приводит к жестким требованиям в отношении износа основных элементов, влияющих на выходные параметры машины и на безопасность ее функционирования. Существенно влияние на надежность подъемно-транспортных, строительных и дорожных

машин окружающей среды – ее запыление, наличие агрессивных сред (морская вода, влага воздуха), возможность столкновения с препятствиями, качество дорог (автомобили, железнодорожный транспорт). Кроме того, из-за большого разнообразия режимов работы этих машин для них характерен широкий диапазон силовых и тепловых нагрузок.

Обычно основное влияние на работоспособность подъемно-транспортных, строительных и дорожных машин оказывают ходовая часть, система и механизмы управления, двигатель и его агрегаты.

Особенно интенсивно происходит износ *дорожно-строительных, горных, нефтедобывающих* и других машин, работающих в контакте со средой, обладающей абразивными свойствами. Состав среды (почвы, породы, грунта) оказывает существенное влияние на скорость изнашивания. Особенно подвержены износу незащищенные элементы машины и находящиеся в непосредственном контакте со средой – ковши экскаваторов, гусеничные механизмы тракторов, режущий инструмент и др. Кроме того, при сильной засоренности среды абразивные частицы проникают во все основные узлы трения, засоряют смазку, изнашивают уплотнения или застревают в них и изнашивают сопряженную деталь.

Во многих сложных машинах можно выделить отдельные системы и агрегаты, износ которых существенно влияет на работоспособность всей машины. Например, износ элементов гидросистемы (насосов, золотниковых и плунжерных пар, уплотнений, силовых цилиндров, поршней) непосредственно сказывается на выходных параметрах системы – точности передачи движения или управляющих команд, КПД, передаваемых нагрузках и др.

Износ деталей топливной аппаратуры дизельного двигателя изменяет характеристики процесса впрыскивания топлива, что приводит к снижению мощности двигателя, затрудненному запуску при низких температурах, повышению токсичности отработанных газов.

Аналогичные примеры влияния износа соединений на выходные параметры машины или ее систем и агрегатов могут быть приведены для многих случаев.

Поэтому при оценке влияния износа машины на ее работоспособность необходимо вначале определить характеристики основных изнашивающихся соединений, а затем установить степень влияния каждой из них на установленные выходные параметры машины.

На рисунке 3.9. приведена общая схема расчета на износ основных соединений машины, которая обобщает методы, рассмотренные выше.

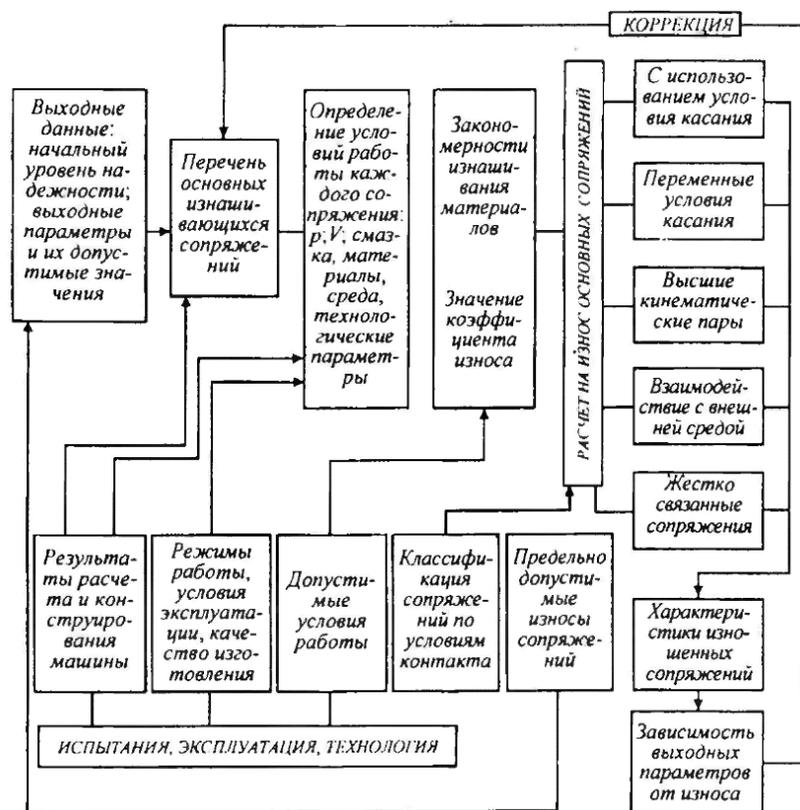


Рис.3.9. Схема расчета на износ основных соединений машины

Вначале, опираясь на результаты расчета и конструирования машины и учитывая опыт эксплуатации прототипов и аналогов, необходимо установить перечень тех основных изнаши-

вающих соединений, которые будут являться объектом расчета и анализа.

Этот перечень может быть скорректирован после определения зависимостей:

$$X_1 = F_1 (I_1, I_2, \dots, I_k). \quad (3.13)$$

Для расчета износа основных соединений определяют условия работы каждого из них, как функцию режимов работы машины. При автоматизированных расчетах необходимо иметь базу данных, которая содержит режимы работы машины, коэффициенты износа материалов, данные по точности изготовления и сборке узлов трения и другие сведения, необходимые для расчета.

3.6.2. Методика расчета износа соединений для тел вращения и для подшипника скольжения вала

Чтобы определить показатели, которыми можно характеризовать износ соединения, рассмотрим, к какому изменению взаимного положения соединенных деталей может привести изнашивание их поверхностей. Это зависит от конструктивных и кинематических особенностей данной пары, так как они определяют характер и направление возможного перемещения (сближения) деталей при износе.

На рисунке 3.10. приведены примеры определения износа соединений для типичных случаев. При износе поверхностей вращения у деталей, имеющих неизнашивающиеся или малоизнашивающиеся направляющие, заранее известно направление $(x-x)$ их возможного сближения (рис.3.10, а).

В данном случае износ соединения характеризуется одним параметром I_{1-2} – величиной относительного сближения изношенных деталей 1 и 2 в направлении $x-x$.

Так как сближение деталей возможно только в направлении $x-x$, сумма износов деталей, измеренная в направлении возможного сближения, должна быть постоянной и равняться износу всего сопряжения:

$$I_{x1} + I_{x2} = I_{1-2} = \text{const}. \quad (3.14)$$

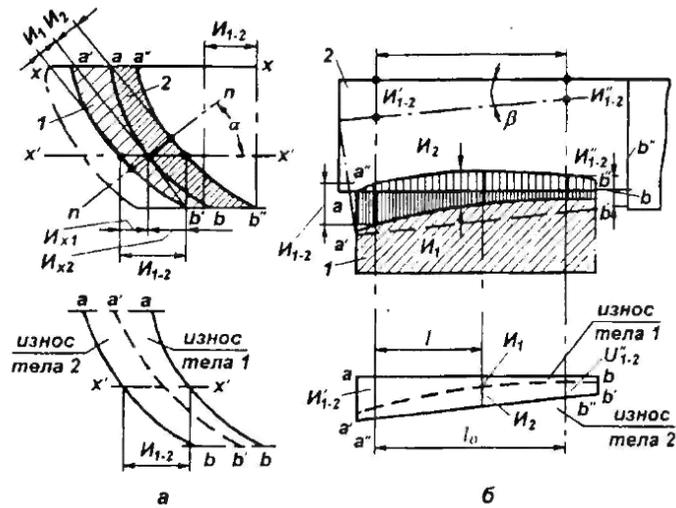


Рис.3.10. Износ соединений для тел вращения (а) и для подшипников скольжения вала (б)

Это соотношение является *условием касания тел*, так как оно характеризует одну важную особенность протекания износа соединения: при любой форме изношенной поверхности деталей наблюдается полный контакт сопряженных поверхностей.

Поскольку поверхность контакта $a'b'$ и $a''b''$ – общая для двух тел, можно построить, так называемую *область взаимного внедрения*, которая характеризует объем изношенного материала каждого из сопряженных тел. Область взаимного внедрения (*эюра износа*) очерчена кривыми ab неизношенной поверхности при совмещении $a'b'$ и $a''b''$ (см. рис.3.10, а внизу). В силу условия касания для любой точки поверхности будет соблюдаться равенство

$$I_{1-2} = \frac{I_1 + I_2}{\cos \alpha} \quad \text{или} \quad \gamma_{1-2} = \frac{\gamma_1 + \gamma_2}{\cos \alpha}, \quad (3.15)$$

где I_1 и I_2 – износ деталей в данной точке, измеренный в направлении нормали $n - n$ к поверхности трения; α – угол между нормалью к поверхности трения и направлением возможного сближения деталей;

γ_{1-2} – скорость изнашивания соединения; γ_1 и γ_2 – скорости изнашивания деталей, отнесенные к данной точке поверхности.

Износ тех соединений, у которых направление взаимного сближения не задано и относительное положение деталей определяется характером действующих сил и формой изношенной поверхности, т.е. происходит их самоустановка, характеризуется соотношением, рассмотренными ниже.

Типичным примером такого соединения является шейка вала и подшипник скольжения (рис.3.10, б). При износе этих деталей вал изменяет свое положение в подшипнике, опускаясь и наклоняясь на угол β . Поэтому новое положение вала, характеризующее износ соединения, может быть задано двумя параметрами: перемещением (опусканием) какой-либо фиксированной точки оси вала и углом поворота β оси или двумя линейными параметрами I'_{1-2} и I''_{1-2} . Координаты точек оси вала, к которым относятся эти значения, могут быть выбраны произвольно. Величины I'_{1-2} и I''_{1-2} изменяются в направлении, перпендикулярном к начальному положению оси вращения, без учета малого значения угла β .

Для определения соотношения между параметрами, характеризующими износ соединения (I'_{1-2} и I''_{1-2}) и износ деталей (I_1 и I_2) в точке с координатой l , рассмотрим область взаимного внедрения для данного случая (рис.3.10, б внизу).

Эта область представляет собой трапецию, так как крайние участки очерчены общей прямолинейной (неизношенной) образующей шейки вала и подшипника в положении их взаимного «внедрения». Из геометрических соотношений получим:

$$I_1 + I_2 = I'_{1-2} \left(1 - \frac{l}{l_0} \right) + I''_{1-2} \frac{l}{l_0} \quad \text{или} \quad (3.16)$$

$$\gamma_1 + \gamma_2 = \gamma'_{1-2} \left(1 - \frac{l}{l_0} \right) + \gamma''_{1-2} \frac{l}{l_0},$$

где l_0 – расстояние между точками, в которых определяются параметры I'_{1-2} и I''_{1-2} .

Более сложный случай износа соединений имеет место, когда оба параметра I'_{1-2} и I''_{1-2} являются функцией относительного положения деталей, например, при износе поступательных направляющих скольжения.

В этом случае не всегда полностью соблюдается условие касания, так как при относительном перемещении тел контакт по всей поверхности трения возможен лишь в том случае, если форма поверхности прямолинейна или является дугой окружности. При иной форме имеет место частичный контакт поверхностей, и их изнашивание происходит при очередном взаимодействии отдельных участков поверхностей трения. Однако и в этом случае понятие об износе соединения сохраняется.

В приведенных примерах износ рассматривается в одной плоскости. В ряде случаев необходимо рассмотреть износ во взаимноперпендикулярных сечениях, пользуясь теми же характеристиками. При определении формы изношенной поверхности следует использовать соотношения (3.15) и (3.16).

Рассмотрим в общем виде основные этапы расчета соединений на износ на примере поверхностей вращения при нагрузке центральной силой P и относительной частоте вращения n (рис.3.11).

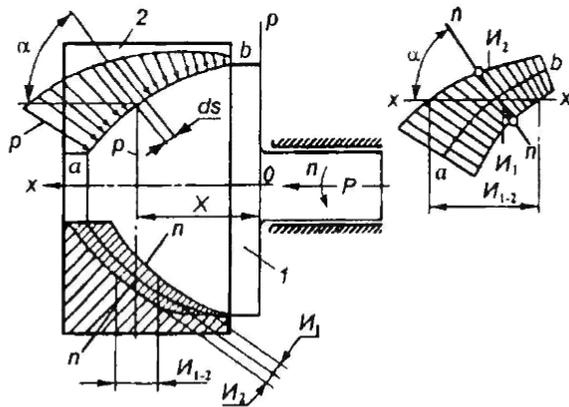


Рис.3.11. Расчетная схема определения параметров изношенного соединения

Законы изнашивания, определяющие зависимость скорости изнашивания γ от давления p на поверхности трения и скорости относительного скольжения v_1 , должны быть известны для каждого из материалов сопряженных тел $\gamma = f(p; v)$.

Характер эпюры давлений $p = f(\rho)$ неизвестен, и задача по определению p является статически неопределенной.

Первый этап расчета заключается в определении характера эпюры давлений, для этого используется система уравнений, состоящая из условия касания (3.15) и законов изнашивания материалов соединенных тел:

$$\left. \begin{aligned} \gamma_{1-2} &= \frac{\gamma_1 + \gamma_2}{\cos \alpha} \\ \gamma_1 &= f_1(p; v) \\ \gamma_2 &= f_2(p; v) \end{aligned} \right\} \quad (3.17)$$

Из системы уравнений (3.17) и, учитывая, что $v = 2\pi r n$, определяем значения γ_1 , γ_2 и p в функции известных величин, текущего радиуса ρ и скорости изнашивания γ_{1-2} . Последняя по определению является общей для всего соединения и не зависит от ρ , в то время как эпюра давлений является функцией ρ : $p = f(\rho)$.

Второй этап расчета заключается в определении скорости изнашивания соединения γ_{1-2} на основе использования уравнения статики. Внешняя сила P уравновешивается давлением p , распределенным по поверхности трения S . В общем виде эта зависимость выражается как

$$P = \int_S p \cos \alpha dS. \quad (3.18)$$

Учитывая результаты решения системы (3.17), где p определено в функции ρ и γ_{1-2} , и решая уравнение (3.18), получим значение γ_{1-2} как функцию известных величин: P , n , геометрических размеров и показателей износостойкости материалов.

Третий этап расчета заключается в определении формы изношенной поверхности соединенных деталей, т.е. значений I_1 и I_2 в функции ρ , для этого следует подставить полученную зависимость $p = f(\rho)$ в исходные законы изнашивания.

Рассмотрим применение этой методики к расчету на износ конических поверхностей (рис.3.12) при законах изнашивания:

$$\gamma_1 = k_1 p^m v \text{ и } \gamma_2 = k_2 p^m v. \quad (3.19)$$

Эти законы в достаточно общей форме отражают зависимость износа от p и v для многих видов изнашивания.

Рассматриваемое соединение относится к 1-й группе и I типу классификации (см. рис.3.8), и его износ характеризуется одним параметром I_{1-2} – величиной относительного сближения изношенных деталей 1 и 2 в направлении $x-x$.

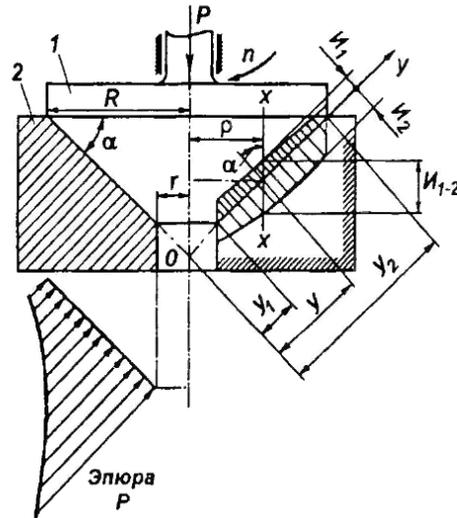


Рис.3.12. Схема износа конических поверхностей

1-й этап расчета – определим характер эпюры давлений на поверхности трения при принятых закономерностях изнашивания (3.19). Начало координат O поместим в вершину конуса, а ось y направим по образующей.

Скорость относительного скольжения в данной точке поверхности трения будет

$$v = 2\pi r n = 2\pi n y \cos \alpha, \quad (3.20)$$

и закономерности (3.19) примут вид:

$$\left. \begin{aligned} \gamma_1 &= k_1 p^m 2\pi n \cos \alpha \cdot y \\ \gamma_2 &= k_2 p^m 2\pi n \cos \alpha \cdot y \end{aligned} \right\} \quad (3.21)$$

Применяя условие касания (3.15), получим:

$$\gamma_{1-2} = \frac{\gamma_1 + \gamma_2}{\cos \alpha} = (k_1 + k_2) \cdot 2\pi n p^m y, \quad (3.22)$$

откуда

$$p = \sqrt[m]{\frac{\gamma_{1-2}}{2\pi n (k_1 + k_2)} \cdot \frac{1}{y}}. \quad (3.23)$$

Из этой зависимости видно, что давление зависит от y , т.е. неравномерно распределено по поверхности трения и в осевом сечении имеет вид степенной гиперболы.

2-й этап расчета – для определения значения γ_{1-2} найдем зависимость между силой P и давлением p , распределенным по поверхности трения S :

$$P = \int_S p \cos \alpha ds = 2\pi \int_{y_1}^{y_2} p \cos \rho dy = 2\pi \cos^2 \alpha \int_{y_1}^{y_2} p y dy, \quad (3.24)$$

где $y_1 = r / \cos \alpha$, $y_2 = R / \cos \alpha$ и $\rho = y \cos \alpha$.

Подставляя в эту формулу значение p из (3.23), интегрируя и решая уравнение относительно γ_{1-2} , получим:

$$\gamma_{1-2} = \frac{k_1 + k_2}{\cos \alpha} \left[\frac{\left(2 - \frac{1}{m}\right) P}{2\pi \left(R^{2-\frac{1}{m}} - r^{2-\frac{1}{m}}\right)} \right]^m 2\pi n. \quad (3.25)$$

Данная формула выражает зависимость скорости изнашивания соединения от заданных параметров P, n, R, r, k_1, k_2, m .

Значение γ_{1-2} постоянно для данных условий, а износ соединения $I_{1-2} = \gamma_{1-2} t$ линейно изменяется во времени.

Численные значения эпюры давлений на поверхности трения можно получить, если в формулу (3.23) подставить значение γ_{1-2} из (3.25).

3-й этап расчета – величина линейного износа I_1 и I_2 в каждой точке поверхности, т.е. форма изношенной поверхности может быть определена подстановкой значения p из (3.23) в законы изнашивания (3.19), учитывая, что $\dot{I}_1 = \gamma_1 t$ и $I_2 = \gamma_2 t$.

После соответствующих преобразований получим:

$$I_1 = \gamma_{1-2} \frac{k_1 \cos \alpha}{k_1 + k_2} t \quad \text{и} \quad I_2 = \gamma_{1-2} \frac{k_2 \cos \alpha}{k_1 + k_2} t, \quad (3.26)$$

где γ_{1-2} – определяется из формулы (3.25).

Поскольку I_1 и I_2 от u не зависят, износ при данных законах изнашивания равномерно распределен по поверхности трения. При $\alpha = 0$ и $u = \rho$ получим формулы для дисковых поверхностей.

Для абразивного, усталостного и некоторых других видов изнашивания имеет место линейная зависимость скорости изнашивания от давления, т.е. в законах (3.19) $m = 1$.

В этом случае все формулы примут более простой вид. Например, для дисковых (плоских) поверхностей из формулы (3.25) получим:

$$\gamma_{1-2} = \frac{(k_1 + k_2) P n}{R - r}. \quad (3.27)$$

3.6.3. Методика расчета износа соединения «вращающийся цилиндр-колодка»

Рассмотрим износ соединения «вращающийся цилиндр-колодка» (рис.3.13), которое относится ко 2-й группе классификации, когда только у одного тела создаются условия равномерного износа для точек, расположенных на общей траектории относительного перемещения тел. Износ данного соединения необходимо оценить в двух взаимноперпендикулярных сечениях: в осевом и диаметрально. Решим эту задачу для линейных законов изнашивания (см. формулу 3.19 при $m = 1$) в диаметрально сечении (рис.3.13, а).

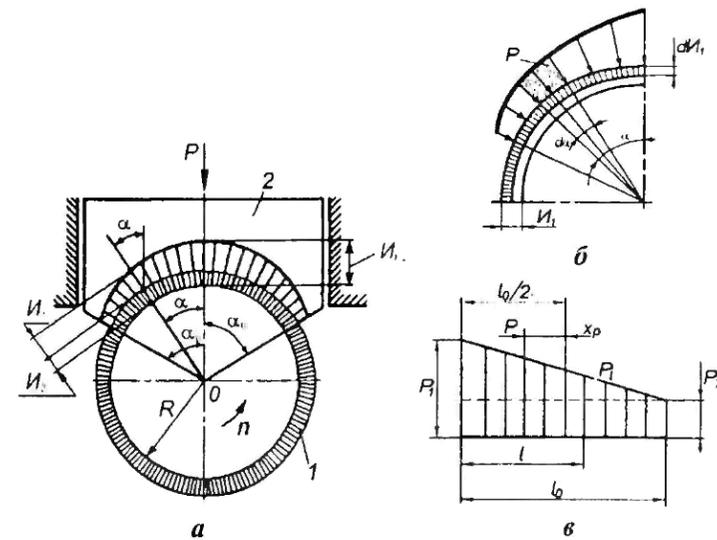


Рис.3.13. Схема износа соединения «вращающийся цилиндр-колодка»

Колодка имеет дополнительные направляющие, не допускающие ее поворота под действием сил трения. Поэтому направление $x-x$ возможного сближения деталей при износе задано.

Следует отметить, что в соединении действуют силы трения. Однако для данной конструкции рассматривается эпюра нормальных давлений, так как момент от сил трения воспринимается дополнительными направляющими. Поэтому силы трения не влияют на положение колодки.

Износ данного соединения характеризуется двумя постоянными параметрами: $\gamma_{1-2} = \text{const}$ – скорость износа соединения и $\gamma_1 = \text{const}$, так как в силу условий изнашивания (2-я группа сопряжений) цилиндр будет иметь равномерный износ по поверхности трения.

Окружная скорость на поверхности трения постоянна

$$v = 2\pi n R = \text{const}. \quad (3.28)$$

Для определения характера эпюры давлений воспользуемся, как и ранее, формулой (3.15), откуда

$$\gamma_2 = \gamma_{1-2} \cos \alpha - \gamma_1. \quad (3.29)$$

Но, так как, согласно законам изнашивания (3.19), при $m=1$

$$\gamma_2 = k_2 pv, \quad (3.30)$$

то, подставляя это значение в (3.29), получим зависимость давления в функции угла α :

$$p = \frac{\gamma_{1-2} \cos \alpha \cdot \gamma_1}{k_2 v}. \quad (3.31)$$

Угол α изменяется от $-\alpha_0$ до $+\alpha_0$, а величины k_2 , v , γ_{1-2} , γ_1 постоянны для данных условий изнашивания.

Численные значения p можно подсчитать только после определения γ_{1-2} и γ_1 .

Для этого найдем зависимость между силой P и давлением p , применяя формулу (3.18) и учитывая, что $dS = l_0 R d\alpha$,

$$P = R l_0 \int_{-\alpha_0}^{+\alpha_0} p \cos \alpha d\alpha = R l_0 \int_{-\alpha_0}^{+\alpha_0} \frac{\gamma_{1-2} \cos \alpha - \gamma_1}{k_2 v} \cos \alpha d\alpha, \quad (3.32)$$

где l_0 – ширина колодки.

Интегрируя данное выражение и делая преобразования, получим:

$$P = \frac{R l_0}{k_2 v} \left[\gamma_{1-2} (0,5 \sin 2\alpha_0 + \alpha_0) - \gamma_1 2 \sin \alpha_0 \right] \quad (3.33)$$

Для отыскания зависимости между γ_1 и γ_{1-2} рассмотрим износ тела l , который будет иметь место при повороте цилиндра на элементарный угол $d\alpha$ (см. рис.3.13, б):

$$dH_1 = k_1 p v dt. \quad (3.34)$$

Время изнашивания dt на участке $d\alpha$ меньше общего времени изнашивания t во столько раз, во сколько угол $d\alpha$ меньше угла полного поворота цилиндра 2π . Поэтому

$$dt = t \frac{d\alpha}{2\pi} \text{ и } dH = k_1 p v \frac{d\alpha}{2\pi}. \quad (3.35)$$

Учитывая, что скорость изнашивания $\gamma_1 = H_1/t$ и $d\gamma_1 = dH_1/t$, получим:

$$d\gamma_1 = \frac{k_1 p v}{2\pi} d\alpha \text{ и } \gamma_1 = \frac{k_1 v}{2\pi} \int_{-\alpha_0}^{+\alpha_0} p d\alpha. \quad (3.36)$$

Подставляя в эту формулу значение p из (3.31) и интегрируя полученное выражение, найдем зависимость для γ_1 :

$$\gamma_1 = \gamma_{1-2} \frac{k_1 \sin \alpha_0}{\pi k_2 + \alpha_0 k_1}. \quad (3.37)$$

Формула (3.37) показывает, что γ_1 не зависит от угла α , т.е. износ равномерно распределен по поверхности вращающегося цилиндра. Используем полученную зависимость для определения скорости изнашивания соединения γ_{1-2} .

Подставляя значение γ_1 из (3.37) в (3.33) и решая уравнение относительно γ_{1-2} , получим:

$$\gamma_{1-2} = \frac{2\pi k_2 P n}{l_0 \left(0,5 \sin 2\alpha_0 + \alpha_0 - \frac{k_1 \sin \alpha_0}{\pi k_2 + \alpha_0 k_1} \right)}. \quad (3.38)$$

Эта формула показывает зависимость износа соединения от характеристик материала (k_1 и k_2), режима работы (P , n) и размеров (l_0 , α_0) и дает возможность оценить влияние этих параметров.

Умножив числитель и знаменатель на R и обозначая через A коэффициент, зависящий от α_0 , k_1 и k_2 , получим:

$$\gamma_{1-2} = A p_{\text{ср}} v, \quad (3.39)$$

где $p_{\text{ср}} = \frac{P}{2Rl_0}$ – среднее давление;

v – окружная скорость на поверхности трения.

Таким образом, износ соединения связан с характеристикой (pv), которой широко пользуются для расчета подшипников скольжения и колодочных тормозов.

Обычно характеристику (pv) связывают с температурным режимом работы соединения, так как при $pv = \text{const}$ и постоянном коэффициенте трения будет одинаковое выделение тепла при трении тел.

Формула (3.39) показывает, что при данных законах изнашивания расчет по характеристике (pv) будет обеспечивать не только режим, но и сохранение скорости изнашивания при разных режимах работы.

Величины износа сопряженных тел будут определяться для вращающегося цилиндра и для колодки по следующим зависимостям:

$$\left. \begin{aligned} I_1 &= \gamma_{1-2} \frac{k_1 \sin \alpha_0}{\alpha_0 k_1 + \pi k_2} t \\ I_2 &= \gamma_{1-2} \left(\cos \alpha - \frac{k_1 \sin \alpha_0}{\alpha_0 k_1 + \pi k_2} \right) t \end{aligned} \right\} \quad (3.40)$$

Из этих зависимостей видно, что износ цилиндра I_1 равномерно распределен по поверхности трения, а износ колодки I_2 зависит от угла α и при $\alpha = 0$ достигает максимального значения.

Формулы (3.38) и (3.40) получены при рассмотрении износа соединения в диаметральном сечении. Эти зависимости применимы для определения износа всей поверхности трения, если сила P приложена центрально по ширине колодки l_0 или если и в осевом сечении имеются дополнительные направляющие, не допускающие поворота колодки. Тогда износ в осевом сечении будет равномерным и зависит, как это видно из формулы (3.38), от интенсивности нагрузки на единицу ширины колодки P/l_0 .

3.6.4. Методика расчета износа соединения «вал - подшипник скольжения»

Используем полученные формулы для расчета на износ соединения «вал – подшипник скольжения» при его работе в условиях сухого или смешенного трения. Для рассматриваемого случая зона контакта ($2\alpha_0$) определяется не конструкцией колодки, как в предыдущем случае, а процессом изнашивания.

Установлено, что давление p на концах дуги контакта будет равно при

$$\alpha = \arccos \frac{k_1}{\pi(0,5k_1 + k_2)} = \arccos \frac{2\psi}{\pi(\psi + 2)}, \quad (3.41)$$

где $\psi = k_1/k_2$ – соотношение коэффициентов износа материалов вала и подшипника.

Из формулы (3.41) следует, что $p = 0$ будет при угле $\alpha < 90^\circ$, т.е. эпюра давлений располагается не на всей полуокружности вала, причем центральный угол зависит от соотношения износов материалов трущейся пары ψ и не зависит от численных значений износа вала и подшипника.

Рассмотрим возможные случаи при различных значениях ψ (рис.3.14).

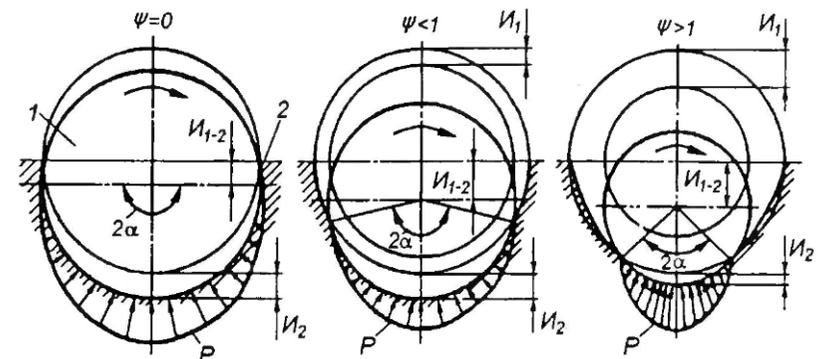


Рис.3.14. Износ подшипника и вала при различных соотношениях износостойкости материалов пары

Если принять, что вал I не изнашивается, т.е. $k_1 = 0$ и $\psi = 0$, то $2\alpha = 180^\circ$ и эпюра удельных давлений, подчиняются зависимости:

$$p = \frac{P}{Rl_0} \cdot \frac{2}{\pi} \cos\alpha = p_{\text{ср}} \frac{4}{\pi} \cos\alpha. \quad (3.42)$$

Данная формула применяется при расчете подшипников скольжения. Однако она верна лишь в частном случае, когда условно считается, что вал не изнашивается, а износ подшипника 2 подчиняется закономерности (3.19) при $m = 1$.

Если учесть износ вала, то $\psi \neq 0$. Рассматривая обычную пару «подшипник – вал», когда вал выполняется из более износостойкого материала (закаленная сталь), чем подшипник (бронза), замечаем, что центральный угол 2α будет, как правило, близок к 180° . Например, при $\psi = 0,3$ по формуле (3.41) получим $2\alpha = 179^\circ$. В этом случае вал охватывается подшипником почти полностью, так как износ подшипника опережает износ вала.

Другую картину получим в случае обращенной пары, т.е. когда подшипник выполнен из более износостойкого материала (закаленная сталь), чем вал (на вал напрессована бронзовая втулка). В этом случае $\psi > 1$ и угол 2α будет значительно меньше 180° . Так, например, при $\psi = 3$ по формуле (3.41) получим $2\alpha = 135^\circ$.

Следовательно, с точки зрения контакта в обращенной паре создаются менее благоприятные условия.

3.6.5. Методика расчета соединения типа «цилиндр - поршневое кольцо»

Износостойкость этой пары во многом определяет работоспособность двигателей внутреннего сгорания, силовых гидравлических приводов, компрессоров и других изделий. Особенно тяжелые условия работы создаются при одновременном действии динамических нагрузок, тепловых факторов и химического воздействия газов, как это имеет место в двигателях. Данное соединение относится к 4 группе (см. рис.3.8), где начальный контакт тел осуществляется по поверхности. Но малая толщина

кольца по отношению к ходу поршня приводит к неравномерному износу гильзы цилиндра, как результата различных условий контакта при каждом положении поршня (рис.3.15, а). Исследования тракторных, автомобильных и других двигателей позволили выявить характерные формы изношенной поверхности цилиндра в различных сечениях.

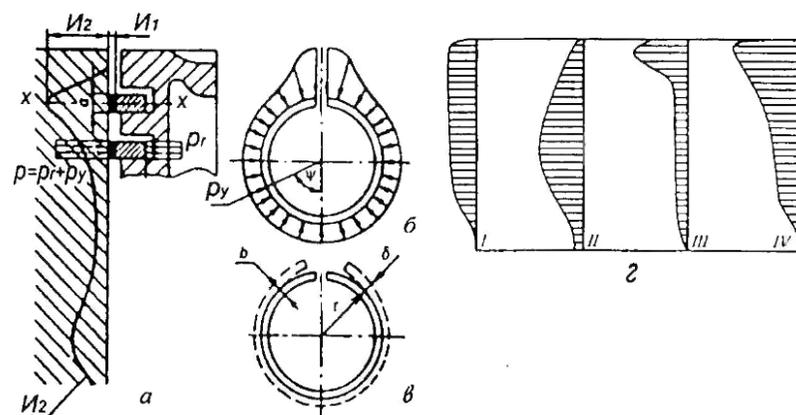


Рис.3.15. Схема износа пары «цилиндр – поршневое кольцо»

Обычно наибольший износ имеет место в зоне работы первого компрессионного кольца. Типичная кривая износа гильзы цилиндра по образующей показана на рисунке 3.15, а. Однако в зависимости от вида и условий изнашивания в различных зонах цилиндра форма изношенной поверхности может изменяться и принимать тот или иной характерный вид (рис.3.15, з).

Эпюра износа I характеризует умеренный коррозионный износ верхней части цилиндра в сочетании с незначительным абразивным износом, почти равномерным по высоте цилиндра. Эта форма износа возникает при благоприятном тепловом режиме работы двигателя, чистой смазке, хорошей фильтрации засасываемого воздуха.

Эпюра износа II характеризует незначительный коррозионный износ верхней части цилиндра в сочетании с преобладающим абразивным износом его средней части, что обычно

возникает при благоприятном тепловом режиме, но загрязнении смазки.

Этюра износа III характеризует резко выраженный износ верхней части цилиндра при незначительном износе остальной его поверхности. Чаще всего такая форма изношенной поверхности цилиндра возникает при неблагоприятном тепловом режиме, недостаточной смазке верхней части цилиндра, но может быть вызвана также попаданием пыли через всасывающий тракт.

Этюра износа IV является результатом сочетания интенсивных коррозионного и абразивного износов.

Большое влияние на форму изношенной поверхности цилиндра при прочих равных условиях, оказывают свойства топлива и масла. Если они способствуют интенсивной коррозии, стимулируется возникновение эюр износа III и IV видов.

Для аналитического расчета формы изношенной поверхности цилиндра необходимо не только оценить действие всех основных причин при каждом положении поршня, но и учесть, что сам износ приводит к изменению нагрузок и других факторов, определяющих процесс изнашивания.

Действительно, при износе поршневого кольца происходит изменение сил упругости, прижимающих кольцо к стенке гильзы (см. рис.3.15, б). Поэтому давление является функцией износа $p(I)$, и закон изнашивания примет вид:

$$\frac{dI}{dt} = kp(I)v. \quad (3.43)$$

Методика расчета на износ пары «упругое поршневое кольцо – гильза цилиндра двигателя» состоит из следующих этапов.

Суммарное давление кольца на стенку цилиндра складывается из давления газа $p_r = \text{const}$ и внутренних сил упругости p_y , которые по формулам для кривого бруса будут:

$$p_y = \frac{1}{r^2} \cdot \left(M + \frac{d^2 M}{d\varphi^2} \right), \quad (3.44)$$

где M – изгибающий момент; φ – текущий угол; r – радиус кольца.

В свою очередь момент M связан с радиальной деформацией δ_0 зависимостью

$$M = \frac{EJ_0}{r^2} \cdot \left(\delta_0 + \frac{d^2 \delta}{d\varphi^2} \right), \quad (3.45)$$

где $J_0 = \frac{ab^3}{12}$ – момент инерции поперечного сечения кольца;

E – модуль упругости;

δ – деформация кольца (см. рис.3.15, в).

Износ кольца на величину I_1 повлияет на изменение его момента инерции J и на уменьшение степени деформации кольца δ :

$$J = \frac{b(a-I)^3}{12}; \quad (3.46)$$

$$\delta = \delta_0 - I. \quad (3.47)$$

Уравнения (3.43)...(3.47) определяют протекание износа кольца во времени. Если же учесть и износ стенки цилиндра, то в уравнение (3.47) следует подставить $I = I_1 + I_2$. Решение задачи в общем виде осложняется необходимостью учитывать изменение рабочих усилий, скоростей и температур по длине образующей цилиндра, а также тепловые деформации блока цилиндров. Поэтому экспериментальный путь является в настоящее время наиболее достоверным для получения данных об износе цилиндропоршневой группы. Однако расчет износа при принятых допущениях и некоторой идеализации процесса изнашивания позволяет выявить основные факторы, определяющие величину и неравномерность износа.

3.6.6. Методика расчета износа кулачковых механизмов

Кулачковые механизмы широко распространены в различных машинах, особенно в машинах-автоматах. Неравномерный износ профиля кулачка приводит к нарушению передаваемого закона движения, к возникновению дополнительных дина-

мических нагрузок и нередко является основной причиной параметрического отказа всего механизма.

Рассмотрим методику оценки износа профиля на примере кулачкового механизма с поступательным толкателем и башмаком в виде острия (рис.3.16).

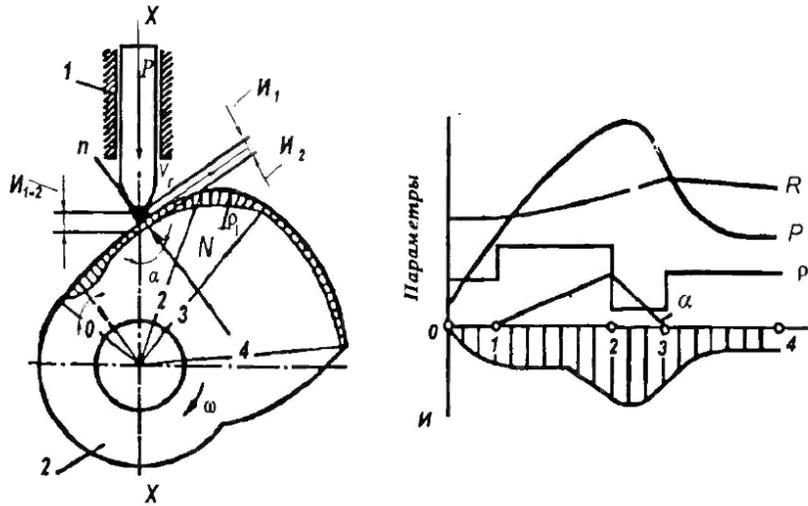


Рис.3.16. Схема износа кулачкового механизма

Данная пара относится к 4-й группе и I типу сопряжений, так как направляющие толкателя определяют направление $x - x$ возможного сближения деталей при износе и, для данного случая, соблюдается условие касания (см. формулы (3.15) и (3.25)).

Износ толкателя мало влияет на изменение закона его движения и основную роль будет играть искажение начального профиля кулачка при его износе. Для определения формы изношенной поверхности кулачка надо, как и ранее, использовать закономерности изнашивания материалов, учитывая следующие особенности расчета.

1. Контактные напряжения в зоне касания подчиняются закону Герца. Так, для начального касания по линии при коэффициенте Пуассона $\mu = 0,3$ (сталь, чугун) наибольшие контактные напряжения σ_k подсчитываются по формуле:

$$\sigma_k = 0,418 \sqrt{\frac{NE_n}{b} \cdot \left(\frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} \right)}, \quad (3.48)$$

где N – нормальная нагрузка в зоне касания;

E_n – приведенный модуль упругости материалов;

b – ширина контакта;

ρ_1 и ρ_2 – радиус кривизны сопряженных тел в точке контакта.

Законы изнашивания должны учитывать зависимость износа от контактных напряжений.

2. Нормальная реакция N является функцией силы P , действующей на толкатель, и угла давления α (угол между нормалью к поверхности в точке касания и направлением движения толкателя $x - x$):

$$N = P \frac{\cos \varphi_2}{\cos(\alpha + \varphi_1 + \varphi_2)}, \quad (3.49)$$

где φ_1 и φ_2 – углы трения (функция коэффициента трения $\mu = \operatorname{tg} \varphi$) соответственно в паре кулачок-толкатель и в направляющих толкателя.

Поскольку угол давления α изменяется на различных участках профиля, то даже при постоянной нагрузке $P = \operatorname{const}$ реакция N будет изменяться в широких пределах. Если же учесть также инерционные нагрузки как функцию закона движения толкателя и переменность рабочей нагрузки P , то диапазон изменения силовых условий контакта будет весьма большим. Реакция N может быть подсчитана для каждой точки профиля кулачка, например, в функции угла поворота β или длины развертки профиля.

3. Радиусы кривизны профиля ρ_1 зависят от назначения и конструкции кулачка и переменны для различных участков. Кроме того, они могут изменяться при износе. Даже если в первом приближении пренебречь этим изменением как для кулачка, так и для толкателя, контактные напряжения, как это видно из формулы (3.48), будут зависеть от значений ρ в каждой точке профиля.

4. Скорость скольжения толкателя по профилю кулачка также изменяется и при постоянной угловой скорости вращения кулачка $\omega = \text{const}$ относительная скорость скольжения v_r , направленная по касательной, будет

$$v_r = \frac{\omega R}{\cos \alpha}, \quad (3.50)$$

где R – радиус кулачка ($R = \text{var}$).

Именно эта скорость входит в исходный закон изнашивания. Таким образом, если исходная закономерность изнашивания материалов известна, например,

$$\gamma = k \sigma_k v_r, \quad (3.51)$$

то определение формы изношенной поверхности кулачка $H = \gamma t$ проводится непосредственно подстановкой в эту формулу исходных значений из (3.48), (3.49) и (3.50) с учетом того, что параметры P , α , R и ρ переменны и являются функцией угла поворота кулачка β .

Пример графического изображения исходных параметров и формы изношенной поверхности кулачка для его рабочего участка (характерные точки профиля 1–4) приведен на рисунке 3.16.

Износ сопряжения $I_{1,2}$ измеряется в данном случае одним параметром в направлении $x - x$ и определяет искажение передаваемого закона движения. При оценке износа кулачка в паре с роликовым толкателем следует иметь в виду, что теоретически чистое качение, как правило, сопровождается проскальзыванием ролика, что оказывает существенное влияние на интенсивность изнашивания данного соединения.

3.6.7. Методика расчета износа зубчатых зацеплений

При работе зубчатых зацеплений создаются переменные условия взаимодействия в пределах профиля зуба. Это связано, прежде всего, с кинематикой зацепления, когда скорость относительного скольжения изменяется от нуля (в полюсе зацепления) до максимального значения при контакте головки и ножки со-

пряженных зубьев. Поэтому в полюсной зоне имеет место чистое качение, а на остальных участках профиля также и скольжение. Начальное касание зубьев происходит по линии, и площадь контакта определяется условиями деформации (по Герцу).

Значение контактного напряжения также изменяется в пределах профиля, так как радиус кривизны профиля эвольвентных зацеплений изменен.

Кроме того, на условие контакта зубчатых передач оказывает влияние смазка и ее гидродинамический эффект, направление и величина сил трения, возможности пластической деформации отдельных зон, температурное влияние и другие факторы. Например, для обеспечения наиболее благоприятного характера трения в зубчатых зацеплениях стремятся создавать условия для образования пленки эластогидродинамической смазки.

Однако толщина пленки будет переменна по длине зуба (вдоль линии зацепления), что может сказаться на выходных параметрах пары (точность передаточного отношения, крутильные колебания).

Кроме того, в зонах с малой толщиной пленки может возникнуть повышенный износ.

Все это говорит о большой сложности процессов, протекающих в зоне контакта зубчатых зацеплений, когда условия, определяющие процесс разрушения поверхностей, не остаются постоянными для всех точек сопряженных тел.

Основной причиной отказа зубчатых передач является, как правило, усталость поверхностных слоев (питтинг), приводящая к локальным повреждениям поверхности в виде выкрашивания или отслаивания отдельных частиц материала.

Износ зубчатых зацеплений может возникнуть, во-первых, при заедании, когда происходит местное разрушение граничной смазочной пленки, что является недопустимым видом изнашивания, и, во-вторых, при наличии в смазке или в окружающей среде абразивов, которые попадают на поверхность контакта. Изнашивание наиболее характерно для открытых передач строительных, дорожных и других машин.

В силу указанных причин форма изношенной поверхности зубьев передач, как показали многочисленные исследования,

имеет разнообразный характер. При этом наблюдается стремление к стабилизации процесса изнашивания и к возникновению того контура профиля зуба, который в наибольшей степени приспособлен к данным условиям взаимодействия поверхностей.

На рисунке 3.17, а приведены схемы взаимодействия и характерные формы изношенной поверхности зубьев эвольвентных зацеплений.

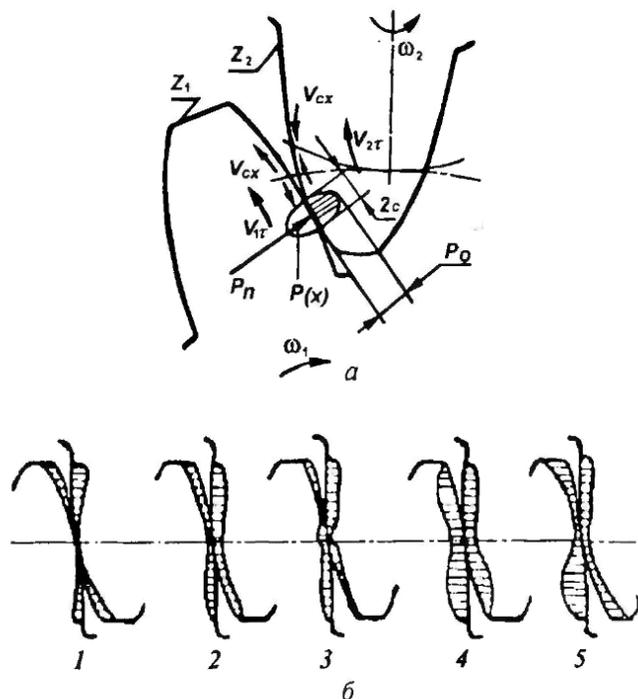


Рис.3.17. Износ зубчатых передач:
а – схема расчета на износ профиля зубчатого зацепления;
б – характерные формы изношенной поверхности эвольвентных зубчатых зацеплений

Классическим можно считать профиль, когда износ в зоне полюса зацепления практически отсутствует. Износ увеличивается по направлению к ножке и головке зуба, где возрастает скорость относительного скольжения (рис.3.17, б профиль 1).

Для малонагруженных зубчатых передач в случае применения твердых смазочных покрытий наблюдается более равномерный износ профиля зуба (см. рис.3.17, б профиль 2). В полюсе зацепления возможно смятие поверхностей при недостаточной твердости материалов или выкрашивание вследствие усталости.

Иногда в полюсной зоне на зубьях ведущего колеса наблюдается канавка, а в полюсной зоне на зубьях ведомого – гребешок (см. рис.3.17, б профиль 3).

Такая картина имеет место при недостаточной твердости поверхностей и объясняется направлением сил трения: от полюсной линии к периферии на зубьях ведущего колеса и от периферии к полюсной линии на зубьях ведомого.

Профиль зуба при работе зацепления в вакууме показан на схеме (см. рис.3.17, б профиль 4).

Для тяжело нагруженных передач характерным является профиль изношенного зуба, у которого повышенный износ возникает в зоне входа зуба в зацепление (см. рис.3.17, б профиль 5). Это явление связано в основном с динамическими нагрузками.

Для улучшения условий контакта в зубчатых передачах применяют профильную модификацию (коррекцию) формы рабочей поверхности зуба.

Рассмотрим методический подход к расчету на износ зубчатого зацепления на примере эвольвентных цилиндрических прямозубых колес, работающих в условиях механического изнашивания. За основу принят линейный закон изнашивания (3.51) при $m=1$ и $\sigma_k = \sigma_{cp}$. Определим износ профиля зуба I_0 за один цикл зацепления, т.е. за один оборот зубчатого колеса:

$$I_0 = k\sigma_{cp}s, \quad (3.52)$$

где s – путь трения, проходимый точками контакта зубьев за один оборот зубчатого колеса.

Среднее напряжение (давление) на площадке контакта сопряженных зубьев σ_{cp} рассчитывается как отношение нормальной силы N к площади контакта $2bc$, а сила N – как интеграл функции давления по ширине площадки контакта (рис.3.17, а):

$$\sigma_{\text{ср}} = \frac{N}{2bc} = \frac{1}{2bc} \int_{-c}^{+c} \sigma(x) b dx, \quad (3.53)$$

где N – нормальное усилие, передаваемое зубом;
 b – ширина зуба.

Распределение давления $\sigma(x)$ по площадке контакта размером $2c$ принимается приближенно равным распределению давления по площадке контакта двух цилиндров с параллельными осями и представляет собой ординаты поверхности половин эллиптического цилиндра:

$$\sigma(x) = \sqrt{1 - \left(\frac{x}{c}\right)^2} \sigma_{\text{max}}, \quad (3.54)$$

где σ_{max} – максимальное давление, рассчитываемое по формуле (3.48).

Проведя соответствующие преобразования, из (3.53) и (3.54) получим, что среднее давление равно:

$$\sigma_{\text{ср}} = \frac{\pi}{4} \sigma_{\text{max}}. \quad (3.55)$$

Путь трения s для точек профиля зубьев, находящихся в контакте, рассчитывается как произведение скорости относительного скольжения $v_{\text{ск}}$ на продолжительность контакта $t_{\text{ц}}$ за один цикл зацепления:

$$s = v_{\text{ск}} \cdot t_{\text{ц}}. \quad (3.56)$$

Этот путь в известной мере условный, так как в зоне контакта имеются участки скольжения и сцепления.

Время $t_{\text{ц}}$ рассчитывается как отношение размера площадки контакта $2c$ к тангенциальной составляющей v скорости перемещения точек:

$$t_{\text{ц}} = \frac{2c}{v_{\tau}}. \quad (3.57)$$

Размер площадки контакта $2c$ рассчитывается по формуле:

$$2c = 2 \cdot 1,52 \sqrt{\frac{N}{b} \cdot \frac{\rho_{\text{п}}}{E_{\text{пр}}}}, \quad (3.58)$$

где $\rho_{\text{п}}$ – приведенный радиус кривизны сопряженных зубьев.

Подставляя в формулу (3.52) соответствующие значения из (3.48) и (3.55...3.57), получим, что величина износа пропорциональна нормальной погонной нагрузке и коэффициенту относительного скольжения $\eta = v_{\text{ск}}/v_{\tau}$:

$$I_0 = k \frac{N}{b} \eta. \quad (3.59)$$

Величина износа зубьев колеса 1 за n_1 циклов работы равна:

$$I_1 = I_{01} n_1 = k_1 \frac{N}{b} \eta_1 n_1. \quad (3.60)$$

Величина износа зубьев сопряженного колеса 2 за $n_2 = n_1/i$ циклов будет:

$$I_2 = I_{02} n_2 = k_2 \frac{N}{b} \eta_2 n_2, \quad (3.61)$$

где $i = z_2/z_1$ – передаточное отношение чисел зубьев колес 2 и 1, находящихся в зацеплении.

Выражая коэффициент относительного скольжения в функции радиусов кривизны ρ_1 и ρ_2 сопряженных профилей, получим:

$$\left. \begin{aligned} I_1 &= k_1 \frac{N}{b} \left(1 - \frac{\rho_{1\text{п}}}{\rho_1} \right) \cdot \frac{i+1}{i} n_1 \\ I_2 &= k_2 \frac{N}{b} \left(1 - \frac{\rho_{2\text{п}}}{\rho_2} \right) \cdot (i+1) n_2 \end{aligned} \right\} \quad (3.62)$$

где $\rho_{1п}$ и $\rho_{2п}$ – радиусы кривизны сопряженных зубьев в полюсе зацепления.

Выражения $(1 - \rho_{п} / \rho)$ в формуле (3.62) взяты по модулю, так как в полюсе зацепления скорость скольжения изменяет направление, и данные выражения изменяют знак при $\rho < \rho_{п}$.

Рассмотренная методика расчета распределения износа по профилю зубьев учитывает однопарное зацепление. При коэффициенте перекрытия больше единицы расчет следует вести по методике расчета на износ жестко связанных (статически неопределимых) сопряжений.

Данный расчет приводит к такой форме изношенной поверхности зуба, когда износ возрастает к головке и ножке зуба, а в полосе зацепления отсутствует ($\rho_1 = \rho_{1п}$ и $\rho_2 = \rho_{2п}$), (см. рис.3.17, а). Наблюдения за износом профилей зубчатых передач показывают, что на форму изношенной поверхности в ряде случаев влияют дополнительные факторы, неучтенные в принятой схеме расчета.

Так, в результате износа зубьев изменяются радиусы кривизны профилей, что приводит к изменениям контактных давлений и коэффициентов относительного скольжения.

Искажение эвольвент при износе и, вследствие этого, изменение проскальзывания, а также пластические деформации часто способствуют износу и в полюсной зоне (см. рис.3.17, б). Искажение профиля зубчатых зацеплений в результате износа приводит к появлению кинематических ошибок и росту динамических нагрузок в передачах.

Таким образом, расчет на износ соединений машины опирается на исходные закономерности процессов изнашивания и учитывает конструктивные особенности соединения, систему действующих сил и ее статистическую неопределенность, начальную неточность и технологический профиль сопряженных поверхностей, и другие характеристики. Вышеприведенные методы расчета узлов трения на износ, базируемые на закономерностях трибологии и механики, позволяют определять влияние износа на выходные параметры машины.