**Практическое занятие №2**

**Расчет на износ цилиндрических зубчатых передач.**

**Анализ кинематики зубчатого зацепления.**

Основными кинематическими характеристиками зубчатых передач, влияющими на процесс изнашивания, являются их скорости качения и скольжения.

Из теории зацепления известно, что сопряженные профили зубчатых колёс имеют в точке контакта общую нормаль, проходящую через полюс зацепления. Для эвольвентных профилей общей нормалью служит прямая касательная к основным окружностям. Крайние точки рабочего участка линии зацепления определяются пересечением общей нормали с окружностями выступов ведущей и ведомой шестерен (рис.).



Рис. Схема кинематики зубчатого зацепления

В полюсе зацепления проекции окружных скоростей ведущей и ведомой шестерен на линии зацепления должны быть равны между собой. Проекции окружных скоростей ведущей и ведомой шестерен на общую касательную рабочих поверхностей зубьев, перпендикулярную линии зацепления, не равны.

Таким образом, при трении поверхности сопряженных зубьев одновременно катятся и скользят один относительно другой. Суммарная скорость качения профилей равна сумме тангенциальных составляющих скоростей ведущей и ведомой шестерен [16].

*Vk* = *V*1 + *V*2. (1)

Здесь и далее индекс «1» относится к ведущей шестерне, а индекс «2» к ведомому колесу.

Скорость скольжения рабочих профилей равна разности этих скоростей.

*Vc* = *V*1 – *V*2. (2)

Для любой точки линии зацепления *Vj* = ω*j*ρ*j* (*j* = 1,2).

где ω – угловая скорость; ρ – радиус кривизны профиля зубьев в точке касания.

Выразив угловые скорости через частоты вращения шестерен, получим:

*Vj* = 2π*nj*ρ*j* (*j* = 1,2) (3)

где *n* – частота вращения, 1/с.

При постоянной угловой скорости зубчатых колес скорость зацепления (скорость перемещения контакта зубьев вдоль линии зацепления) постоянна.

При перемещении площадки контакта вдоль линии зацепления радиусы кривизны обоих профилей непрерывно меняются. При этом радиус кривизны ведущего профиля непрерывно увеличивается, а радиус кривизны ведомого профиля непрерывно уменьшается. Согласно работе [42] можно записать (рис.)

ρ1 + ρ2 = *A*sinα (4)

где *А* – межцентровое расстояние зубчатой передачи; α – угол зацепления.

Причем увеличение радиуса кривизны профиля зуба ведущей шестерни и уменьшение радиуса кривизны ведомого колеса происходит равномерно, по линейному закону. Поэтому изменение скоростей *V*1 и *V*2 также происходит равномерно.

В полюсе зацепления, где скорости перекатывания профилей равны, скорость скольжения равно нулю, происходит «чистое» качение поверхностей зубьев.

Так как сами скорости *V*1 и *V*2 изменяются вдоль линии зацепления по линейному закону, то их разность также изменяется линейно

 (5)

Суммарная скорость качения профилей вдоль линии зацепления определяется суммированием скоростей качения рабочих поверхностей зубьев; оно также изменяется линейно. Суммарная скорость обычно уменьшается при перемещении контакта в направлении геометрической точки конца зацепления пары зубьев.

 6)

В начале зацепления большой участок головки зуба ведущей шестерни скользит по меньшему участку ножки зуба колеса вплоть до полюса зацепления. От полюса зацепления большой участок головки зуба колеса скользит по меньшему участку ножки зуба ведущей шестерни. В связи с этим обычно износ ножек зубьев в зацеплении бывает значительно больше, чем износ остальных участков поверхности зуба.

Знак скольжения по линии зацепления меняется с положительного на отрицательное, скольжение достигает

максимального значения к концу зацепления, проходя через 0 в полюсе зацепления.

Наибольший радиус кривизны ведущей шестерни соответствует окружности выступов. Из Δ*О*1*В*1*К*2 (см. рис.)

  (7)

где *О*1*К*2 – радиус окружности выступов ведущей шестерни и

  (8)

где *m* – модуль зацепления зубчатой передачи; *z*1 – число зубьев ведущей шестерни; *О*1*В*1 – радиус окружности, соответствующий ноге зуба шестерни.

 (9)

Тогда

 (10).

Из выражения (4) определяем минимальный радиус кривизны колеса

ρ2н = *A* sinα – ρ1. (11)

Наибольший размер радиуса кривизны ведомого колеса соответствует окружности выступов, который определяется из Δ*О*2*В*2*К*1 (см. рис.)

 (12)

где *О*2*К*1 – радиус окружности выступов ведомого колеса и



здесь *z*2 –  число зубьев ведомого колеса; *О*2*В*2 – радиус окружности, соответствующей ножке зуба ведомого колеса 

Тогда

 (13)

Из выражения (11) определяем минимальный радиус кривизны ведущей шестерни

ρ1г = *A* sinα – ρ2г. (14)

Определяем скорости перекатывания головки зуба ведущей шестерни и ножки зуба ведомого колеса из выражений (3)

 (15)

 (16)

Определяем скорости перекатывания головки зуба ведомого колеса и ножки зуба ведущей шестерни из выражений (3)

 (17)

 (18)

Определяем скорости скольжения между головкой зуба шестерни и ножкой зуба колеса из выражения (2), проставляя значение *V*1г и *V*2Н

 (19).

Определяем скорости скольжения между головкой зуба колеса и ножкой зуба шестерни из выражения (2), проставляя значение *V*2г и *V*1H

 (20)

Определяем суммарную скорость качения между головкой зуба шестерни и ножкой зуба колеса

 (21)

Определяем суммарную скорость качения между головкой зуба колеса и ножкой зуба шестерни

 (22)

Путь скольжения между головкой зуба шестерни и ножкой зуба колеса

 (23)

где *S*r1 – путь скольжения головки зуба шестерни относительно ножки зуба колеса; *S*H2 – путь скольжения ножки зуба колеса относительно головки зуба шестерни.

Определяем фактическое передаточное число между головкой зуба шестерни и ножкой зуба колеса

 

где *d*ок – диаметр основной окружности колеса, соприкасающегося с окружностью выступов шестерни; *d*ош – диаметр окружности выступов шестерни



Тогда путь скольжения головки зуба шестерни:

 (24)

путь скольжения ножки зуба колеса

 (25)

Аналогично получим пути скольжения между головкой зуба колеса и ножкой зуба шестерни:



 (26)

 (27)

**Расчёт теплоты трения зубчатых передач.**

Количество тепла, выделяемое при трении, зависит от термодинамических и механических свойств материалов зубчатых передач, нагрузочно–скоростного режима работы зацепления, а также от коэффициента трения контактирующихся поверхностей.

В условиях граничной смазки, молекулярный составляющий коэффициента трения в несколько порядков меньше, чем механический составляющий, поэтому в расчётах его не учитываем.

Работа, затраченная на деформацию поверхности трения зубчатых передач неровностями, определяем из выражения

*E*д = σт1*V*1 + σт2*V*2 (28),

где *V*1, *V*2 – объем деформации контактирующихся поверхностей.

Работа, выполненная на пути трения *S* при нагружении зацепления силой *Р*, определяется

*A* = *PfS*. (29)

Тогда механическая составляющая коэффициента трения будет

 (30)

Температуру вспышки определяем согласно работе [47] по формуле:

 (31)

где *f* – коэффициент трения скольжения; Рп – погонная нагрузка в контакте; *V*1, *V*2 – скорости качения поверхностей; λ1, λ2 – коэффициенты теплопроводности материалов; γ1, γ2 – плотности материалов; *С*1, *С*2 – удельные теплоемкости материалов; *В* – полуширина полости контакта.

Эта формула для конкретного случая имеет вид: для головки зуба шестерни и ножки зуба колеса:

 (32);

для головки зуба колеса и ножки зуба шестерни:

 (33)

Тогда тепло, выделяемое при трении между головкой зуба шестерни и ножки зуба колеса:

*Q*г = (*V*г1 + *V*н2)γ1C1(*t*вг + *t*0), (34)

где *t*0 – температура масла при установившемся режиме работы агрегата.

Таким образом, тепло, выделяемое при трении зубчатых передач, зависит от объема деформации рабочих поверхностей, температурного режима работы агрегата, а также от температуры вспышки при трении.

**Расчет скорости изнашивания зубчатых передач.**

Работа, затраченная на преодоление силы трения поверхностей зубчатых передач, в основном затрачивается на выделение теплоты и на изменение внутренней энергии деформируемого объёма металла поверхностных слоёв.

Изменение плотности внутренней энергии деформируемого объема металла поверхности трения равно:

 (35).

Исходная плотность внутренней энергии является механической энергией, аккумулированной в металле в форме остаточных напряжений [8], которая определяется по выражению

 

где σ – остаточное напряжение в поверхности материала зубчатых передач; *V*3 – объём металла, подвергавшегося энергетическим изменениям (объём деформированного металла при трении зубчатых передач). *V*3 = *V*г1 + *V*Н2.

Объёмный износ определяется соответственно: для головки зуба шестерни и ножки зуба колеса:

 (36)

для головки зуба колеса и ножки зуба шестерни:

 (37)

где *Е* – скрытая теплота плавления материала шестерен.

Исходя из суммарного износа определяем величину износа в конкретных зонах рабочей поверхности зубьев: для головки и ножки зуба шестерни:

 (38)

для головки и ножки зуба колеса:

 (39)

Учитывая площадь изнашивания зубьев шестерен, определяем линейную скорость изнашивания:

 (40)

для головки и ножки зуба колеса:

 (41)

**Результаты расчета износа поверхностей и их экспериментальной проверки.**

Для изучения износа зубчатых передач проведены лабораторные испытания роликовых образцов на машине трения МИ-1 [20]. Результаты испытания зубчатых передач на «чистом» трансмиссионном масле при *Z* = 39; *Z* = 39; модуль м = 3 мм и межосевом расстоянии *А* = 117 мм, моделированных роликовыми образцами, показаны на таблице 19. Нагрузка *N* = 22,5\*10 Н/м.

**Расчетные и экспериментальные значения износа роликовых образцов при работе на «чистом» трансмиссионном масле, гр**

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Скорость скольжения *V*, м/с | Материалы пары трения | Материалы пары трения |
|  | Ст45Х | Сталь | Ст45Х | Сталь |
|  | 30ХГТ |  | 45 |
| Результаты испытаний |
| 0,063 | 0,01 | 0,01 | 0,01 | 0,01 |
| 0,436 | 0,02 | 0,02 | 0,08 | 0,11 |
| Результаты расчета |
| 0,063 | 0,011 | 0,09 | 0,007 | 0,008 |
| 0,436 | 0,023 | 0,021 | 0,087 | 0,102 |