



UDC: 62-23:62-99

## ЗАВИСИМОСТЬ ШЕРОХОВАТОСТИ ЗУБЬЕВ ШЕСТЕРЕН ОТ ПАРАМЕТРОВ ЗУБЧАТОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ

**Иргашев Амиркул Иргашевич,**  
доктор технических наук, профессор,  
ORCID: 0000-0002-7826-1687;

**Иргашев Бехзод Амиркулович,**  
доктор философии по техническим наукам (PhD),  
и.о. доцента

Ташкентский государственный технический университет им. И. Каримова

**Аннотация.** Приведена методика расчета шероховатости зубьев шестерен в зависимости от параметров зубчатого зацепления шестерен при трении качения с проскальзыванием. Предложена модель для расчета равновесной шероховатости поверхности в виде усеченного конуса, выполненная на основе модели шероховатости сферической формы. Разработаны методики определения выступа технологической шероховатости; расчета глубины внедрения выступа равновесной шероховатости в поверхность контртела; оценки закономерности изменения шероховатости зубьев шестерен в зависимости от модуля зацепления и нагрузки в зацеплении. Предложена методика оценки изменения соотношения фактической и номинальной площадей контакта в зависимости от степени относительного проскальзывания между зубьями шестерен, изменения фактической площади контакта зубьев шестерен в зависимости от модуля зацепления зубчатой передачи.

**Ключевые слова:** шероховатость, зубчатое зацепление, контакт зубьев шестерен, технологическая шероховатость, равновесная шероховатость, модуль зацепления, степень относительного проскальзывания, номинальная площадь контакта, фактическая площадь контакта.

## ШЕСТЕРНЯ ТИШЛАРИ ҒАДИР-БУДУРЛИГИНИНГ ТИШЛИ ИЛАШМА ТУТАШУВ КЎРСАТКИЧЛАРИГА БОҒЛИҚЛИГИ

**Иргашев Амиркул Иргашевич,**  
техника фанлари доктори, профессор;

**Иргашев Бехзод Амиркулович,**  
техника фанлари бўйича фалсафа доктори (PhD),  
доцент в.в.б.

И. Каримов номидаги Тошкент давлат техника университети

**Аннотация.** Мақолада сирпаниб думалаб шиқаланиш шестерня тишли илашма кўрсаткичларига боғлиқ бўлган ҳолат учун шестерня тишлирининг гадир-будурликларини ҳисоблаш методикаси келтирилган. Сферик шаклдаги гадир-будурлик модели асосида кесик конус кўринишида бажарилган сиртидаги мувозанатлашган гадир-будурликни ҳисоблаш модели таклиф этилган. Технологик гадир-будурликнинг бўртламасини аниқлаш; контур жисм сиртига мувозанатлашган бўртламанинг ботиш чуқурлигини ҳисоблаш; илашиш модули ва



илашмадаги юкламага боғлиқ бўлган ҳолда шестерня тишларининг гадир-будурлигининг ўзгариш қонуниятларини баҳолаш имконини берувчи услубиятлар ишлаб чиқилган. Шестерня тишлари орасидаги нисбий сирпаниш даражасини боғлиқ бўлган ҳолда амалдаги ва номинал туташув майдонлари ўзаро нисбатининг ўзгариши; тишли узатманинг илашиш модулига боғлиқ бўлган ҳолда шестерня тишларининг амалдаги туташув майдони ўзгаришини баҳолаш имконини берувчи услубиятлар таклиф этилган.

**Калим сўзлар:** гадир-будурлик, тишли илашма, шестерня тишларининг туташуви, технологик гадир-будурлик, мувозанатлашган гадир-будурлик, илашиш модули, нисбий сирпаниш даражаси, номинал туташув майдони, амалдаги туташув майдони.

## THE DEPENDENCE OF GEAR TEETH ROUGHNESS ON GEARING PARAMETERS

**Irgashev Amirkul Irgashevich,**  
Doctor of Technical Science, Professor;

**Irgashev Behzod Amirkulovich,**  
Philosophy Doctor in Technical Science,  
Acting Associate Professor

Tashkent State Technical University named after Islam Karimov

**Abstract.** *The method of calculating the roughness of gear teeth depending on the parameters of gear meshing of gears at rolling friction with slippage. A model for calculating the equilibrium roughness of the surface in the form of a truncated cone, made on the basis of a spherical roughness model. Methods of determining the technological roughness protrusion; calculation of the depth of implementation of the protrusion of equilibrium roughness in the surface of the counter body; assessment of the pattern of change in the roughness of the gear teeth depending on the meshing module, load in the meshing. A method of evaluating the change in the ratio of the actual and nominal contact area depending on the degree of relative slip between the teeth of the gears, changes in the actual contact area of the gear teeth depending on the meshing module of the gear.*

**Keywords:** *roughness, gear meshing, gear teeth contact, technological roughness, equilibrium roughness, meshing module, degree of relative slippage, nominal contact area, actual contact area.*

### Введение

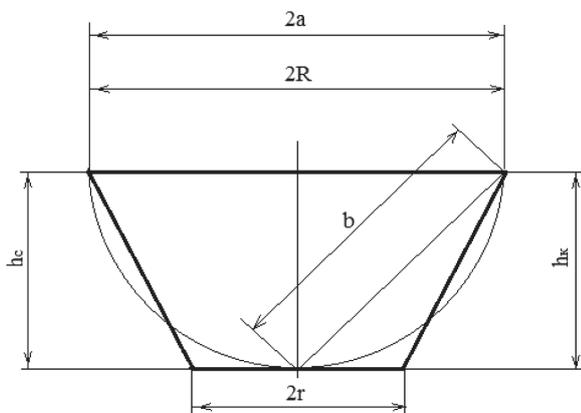
В проведенных исследованиях по моделированию шероховатости поверхностей трения наиболее широко используется модель, имеющая сферическую форму, которую можно рассматривать как равновесную, образованную после приработки технологической шероховатости. В литературных источниках не рассмотрен механизм перехода технологической шероховатости в равновесную. Рассмотренные модели равновесной шероховатости имеют некоторые недостатки, которые связаны с последовательным расположением шероховатости по длине и

ширине поверхностей контакта, так как в действительности расположение шероховатости поверхностей трения не подчиняется никакой стандартной закономерности [1].

### Результаты исследования

Предположим, после технологической обработки на поверхностях зубьев шестерен образуются шероховатости, имеющие конусообразную форму. В процессе трения зубьев шестерен у выступов шероховатости под воздействием нормальной и окружной сил в зацеплении, сопровождающемся при качении и проскальзывании, происходит пластическая деформация поверхностей

[2; 3; 4]. В результате чего в острых гранях выступов, смоделированных в конусообразной шероховатости, образуется площадь их контакта. По мере увеличения продолжительности эксплуатации зубьев шестерен в стабильных нагрузках, не превышающих предела прочности на сжатие поверхностей трения, площадь контакта шероховатостей в зависимости от продолжительности работы пары трения равномерно увеличивается [5]. Стабилизация площади контакта между выступами и впадинами шероховатостей поверхностей трения способствует их работе без дополнительных энергетических затрат, что демонстрирует завершение процесса приработки и образование равновесной шероховатости на рабочих поверхностях зубьев шестерен. При этом наиболее вероятной моделью образованной равновесной шероховатости поверхностей зубьев шестерен, работающих в указанных нагрузочно-скоростных режимах работы зацепления, является модель в виде усеченного конуса [6; 7].



**Рис. 1. Схема модели равновесной шероховатости поверхности в виде усеченного конуса, выполненной на основе шероховатости сферической формы**

### Моделирование выступа шероховатости в конусообразной форме

В целях обеспечения равенства объем деформации и скорость изнашивания при трении поверхностей трения зубьев шестерен, имеющих сферическую и в виде усеченного конуса форму, принимались согласно

рис. 1. Принято, что выступы шероховатости указанных форм при обеспечении равных объемов деформации имеют равные глубины внедрения к поверхностям трения, т. е.  $h_c = h_k$ , и равное пятно контакта по наибольшему диаметру основания усеченного конуса и сферической модели шероховатости поверхностей трения, т. е.  $2R = 2a$  [6]. Согласно выражению, приведенному в справочнике по математике И.Н. Бронштейна, объем внедрения выступов шероховатости к поверхностям трения равен:

для выступа шероховатости, имеющего форму усеченного конуса:

$$V_k = \frac{1}{3} \pi h_k (R^2 + r^2 + Rr), \quad (1)$$

где  $R$  – радиус наибольшего основания усеченного конуса;  $h_k$  – глубина внедрения усеченного конуса;  $r$  – радиус наименьшего основания усеченного конуса;

для внедренного выступа шероховатости, имеющего форму шарового сегмента:

$$V_c = \frac{1}{6} \pi h_c (3a^2 + h_c^2), \quad (2)$$

где  $h_c$  – наибольшая глубина внедрения выступа шероховатости в поверхность трения, равная глубине внедрения шарового сегмента;  $a$  – радиус пятна контакта шарового сегмента.

Учитывая принятые условия  $V_k = V_c$ ,  $h_k = h_c$  и  $R = a$ , приравнявая выражения (1) и (2) и заменив  $a$  на  $R$  и  $h_c$  на  $h_k$ , получим уравнения:

$$R^2 + 2Rr + 2r^2 - h_k^2 = 0 \quad (3)$$

Решив уравнение (3) относительно  $R$ ,  $r$  и  $h_k$ , получим выражение для расчета: радиуса наибольшего основания усеченного конуса:

$$R_{u,k} = r_{u,k} + \sqrt{3r_{u,k}^2 - h_{u,k}^2}$$

радиуса наименьшего основания усеченного конуса:

$$r_{u,k} = \frac{\sqrt{3R_{u,k}^2 + 2h_{u,k}^2} - R_{u,k}}{2}. \quad (4)$$



В процессе изнашивания зубьев шестерен соотношение между радиусом наибольшего пятна контакта и глубиной внедрения выступа шероховатости в виде усеченного конуса составляет:

$$R_{ш,к} = 2,7 \cdot h_{ш,к}. \quad (5)$$

Соотношение между наименьшим радиусом выступа шероховатости, смоделированной в виде усеченного конуса, и глубиной ее внедрения в поверхность контакта, согласно выражению (4), равно:

$$r_{ш,к} = 1,1 \cdot h_{ш,к}. \quad (6)$$

В выражении (4) значение наибольшего радиуса пятна контакта  $a$ , смоделированного в виде усеченного конуса, определяется:

$$h_{ш,к} = \sqrt{3r_{ш,к}^2 - (a - r_{ш,к})^2}. \quad (7)$$

Учитывая равенство глубин внедрения в поверхность трения зуба шестерен, работающих в условиях жидкостного трения, смоделированных конического и сферического выступов шероховатости равно:

$$h_{кс} = h_{ш,к} - h_0 = \sqrt{2R_{ш,к} - 3a} - (h_0). \quad (6)$$

В дальнейшем для расчета скорости изнашивания зубьев шестерен без участия абразивных частиц используем модель выступов шероховатости в виде усеченного конуса.

Если зубчатая передача работает в масле, то толщина масляной пленки в зоне контакта зубьев шестерен при трении, когда происходит эластическая деформация поверхностей, получена в виде зависимости:

$$h_0 = \frac{2,24\mu_0 e^{ap} A \sin \alpha_0 v_{сум} L}{P} + s_c, \quad (7)$$

где  $s_c$  – величина упругой деформации поверхностей контакта зубьев шестерен;  $\mu_0$  – вязкость масла;  $\alpha$  – пьезокоэффициент вязкости масла, 1/МПа; контактное давление, МПа;  $A$  – межосевое расстояние зубчатой передачи, мм;  $\alpha_0$  – угол зацепления зубчатой

передачи;  $v$  – суммарная скорость качения зубчатой передачи, м/с;  $L$  – длина зуба, мм;  $P$  – окружная сила в зубчатом зацеплении, Н.

Тогда глубина внедрения выступов шероховатости, имеющих вид круглого прямого конуса, в поверхность контакта зубьев шестерен равна:

$$h_{кс} = h_k - h_0 = \sqrt{2R - 3a} - \left( \frac{2,24\mu_0 e^{ap} A \sin \alpha_0 v_{сум} L}{P} + s_c \right). \quad (8)$$

Вначале на основе ожидаемой равновесной шероховатости, смоделированной в виде усеченного конуса, определяется средняя высота выступа начальной (технологической) шероховатости, имеющей форму правильного конуса, она приведена на рисунке 2.

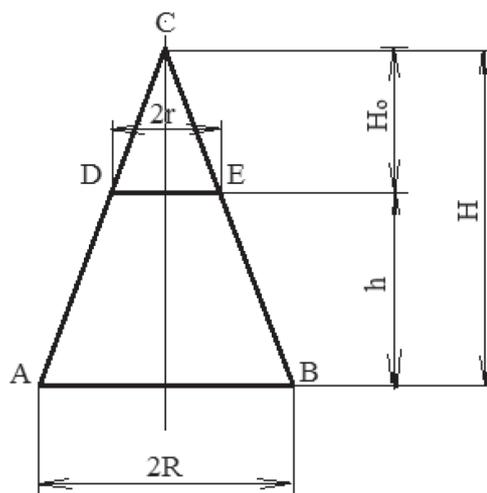


Рис. 2. Схема расчета высоты выступа технологической шероховатости

На рисунке 2  $2R$  – это диаметр приработанной поверхности выступов шероховатости, образованных в процессе обкатки зубчатых колес, возникающей в условиях силового взаимодействия при контакте технологических шероховатостей высотой равной  $H$  в результате их трения. При этом средняя высота равновесной шероховатости составляет  $h$ . В результате внедрения выступов шероховатости зубчатого колеса на поверхности контртела образуется пятно контакта диаметром, равным  $2R$ . Высота выступа шероховатости, равная  $H-h$ , изнашивается в процессе приработки поверхностей трения [8].



Обозначим через  $H$  высоту выступов технологической шероховатости, через  $h$  – показывающую высоту равновесной шероховатости.

Из подобия треугольников  $ABC$  и  $DEC$  (рис. 2),

$$\frac{H_{u,k}}{H_{u,k} - h_{u,k}} = \frac{2R}{2r},$$

получим:

$$H = \frac{R(H_{u,k} - h_{u,k})}{r}.$$

Обозначим  $x = H$ ;  $y = x - (H - h)$ , тогда:

$$rx = R(x - h_{u,k}).$$

Решив уравнение относительно  $x$ , получим:

$$x = \frac{Rh_{u,k}}{R - r}.$$

Подставив значение  $x$  в уравнение

$$h = (x - y),$$

получим:

$$y = h_{u,k} \left( \frac{R}{R - r} - 1 \right).$$

Тогда высота технологической шероховатости с учетом значений  $R$  и  $r$  (рис. 2), выраженных через равновесную шероховатость  $h$ , получится:

$$H_{u,k} = \frac{Rh_{u,k}}{R - r} = 1,69h_{u,k},$$

а высота технологической шероховатости, подверженной изнашиванию в процессе обкатки:

$$H_{o(u,k)} = h_{u,k} \left( \frac{R}{R - r} - 1 \right) = 0,69h_{u,k}.$$

Таким образом, высота изношенной части технологической шероховатости  $H_o$  в процессе полной обкатки поверхности трения составляет 69 % от высоты равновесной шероховатости.

Износостойкость зубьев шестерен зависит от высоты выступа равновесной шеро-

ховатости, смоделированного в виде усеченного конуса.

Решив выражение для расчета скорости изнашивания, происходящего в условиях образования равновесной шероховатости, относительно глубины внедрения выступа шероховатости в поверхность контртела получим:

$$h_{u,k} = \frac{1}{21,2} \sqrt{\frac{\gamma_{o(u,k)} \cdot L^{0,5} \cdot z_{u,k} \cdot \psi_{u,k}^t \cdot P^{0,5} \cdot \rho_{np}^{0,5} \cdot (1 - \mu^2)}{m \cdot \psi_{1,2} \cdot n_{u,k} \cdot E_{np}^{0,5}}}.$$

Решение задачи, связанное с определением скорости изнашивания ( $\gamma_{o(u,k)}$ ) зубьев шестерен, производится на основе предельно допустимой величины их износа, определенной по глубине упрочненной цементацией поверхности, равной 1 мм, происходящего в течение срока службы, равного эксплуатационному ресурсу зубчатого колеса – 8000 часов, и обеспечивается при скорости изнашивания 0,000125 м/ч.

Длина зуба ( $L$ ) зубчатого колеса определяется по значению коэффициента ширины венца, рекомендованному в курсе «Детали машин», его значение принималось  $\psi_L = 20-30$ . Тогда длина зуба:

$$L = \psi_L \cdot m, \text{ мм.}$$

Число зубьев ведущего и ведомого зубчатого колеса ( $z_{u,k}$ ) и модуля зацепления ( $m$ ) определяется по конструктивной особенности зубчатой передачи на основе передаточного отношения с учетом износостойкости и ресурса зубчатых колес и условий их работы в агрегате.

Количество циклов нагружения –  $z_{u,k}^t$ , они приводят к разрушению деформированного объема металла с поверхности трения зубьев шестерен выступами шероховатости контртела. Значение, которое принимается на основе результатов полученных при испытании материалов на прочность, зависит от их механических свойств материала, из которого изготовлено зубчатое колесо.

Окружная сила в зацеплении ( $P$ ) определена по крутящему моменту, подводимому к зубчатой передаче, действующей на зубья шестерен, находящихся в зацеплении в пер-



пендикулярном направлении, проходящем касательно через поверхности контакта зубьев.

Значение приведенного радиуса ( $\rho_{np}$ ) определено с учетом радиусов эвольвентного профиля контактируемых зубьев ведущего и ведомого колеса.

Коэффициент относительного проскальзывания между зубьями шестерен ( $\psi_{1,2}$ ) показывает степень относительного скольжения контактируемых зубьев ведущего и ведомого колеса с момента входа в контакт и до момента их выхода из контакта. Коэффициент относительного проскальзывания между зубьями шестерен рассчитывается отдельно для головки и ножки зубьев. По мере удаления контакта зубьев от головки и ножки зубьев в направлении полюса зацепления проскальзывание между зубьями шестерен уменьшается, в полюсе зацепления коэффициент

относительного проскальзывания зубьев равен нулю [9].

Для выполнения расчета износостойкости зубьев шестерен используется средняя взвешенная частота вращения зубчатых колес ( $n_{ш,к}$ ), значение которой принимается на основе конструктивных и эксплуатационных решений, с учетом тягово-скоростных свойств агрегатов машин.

Модуль упругости  $E_{np}$  показывает, в каких пределах напряжения на поверхностях контакта зубчатых колес происходит их упругая деформация.

Таким образом, результаты расчета выступов шероховатости поверхности зубьев с модулем зацепления 1 мм соответствуют: ведущего колеса – 8; ведомого зубчатого колеса – 7 классам шероховатости.

Рассмотрим влияние параметров зацепления зубчатой передачи на шероховатость поверхностей трения зубьев шестерен (табл. 1 и 2).

Таблица 1

**Изменение шероховатости зубьев шестерен в зависимости от модуля зацепления и нагрузки в зубчатой передаче**

Модуль зацепления, мм	Скорость изнашивания зубьев, мм/час	Длина зуба, мм	Нагрузка в зацеплении, ГН	Приведенный радиус кривизны, мм	Высота выступов шероховатостей после приработки поверхностей, мкм	
					ведущей шестерни	ведомого колеса
1,0	0,000025	13	0,075	6,33	0,13	0,14
2,0	0,000050	26	0,150	12,66	0,22	0,24
4,0	0,000100	52	0,300	25,32	0,36	0,39
6,0	0,000150	78	0,450	37,98	0,50	0,54
8,0	0,000200	104	0,600	50,64	0,62	0,67
10,0	0,000250	130	0,750	63,30	0,73	0,77
12,0	0,000300	156	0,900	75,96	0,83	0,88

В расчетах в качестве исходных данных использованы: число зубьев ведущей шестерни  $z_{ш} = 19$ ; число зубьев ведомого зубчатого колеса  $z_{к} = 38$ ; коэффициент относительного удлинения материала ведущей шестерни  $\psi_{ш} = 7$ ; коэффициент относительного удлинения материала ведомого зубчатого колеса  $\psi_{к} = 8$ ; коэффициент фрикционной усталости материала зубчатых колес  $t = 1,3$ ; приведенный ради-

ус кривизны зубчатого зацепления; коэффициент Пуассона  $\mu = 0,03$ ; коэффициент относительного проскальзывания между головкой ведущей шестерни и ножкой зуба ведомого зубчатого колеса  $\psi_1 = 4,24$ ; частота вращения ведущей шестерни  $n_{ш} = 2 \text{ с}^{-1}$ ; частота вращения ведомого зубчатого колеса  $n_{к} = 1 \text{ с}^{-1}$ ; приведенный модуль упругости материала зубчатых колес  $E_{np} 215000 \text{ МПа}$ .



Таблица 2

Изменение шероховатости зубьев шестерен в зависимости от степени относительного проскальзывания между зубьями шестерен

Коэффициент высоты зуба	Относительное проскальзывание между зубьями шестерен	Высота выступов шероховатостей после приработки поверхностей, мкм	
		ведущей шестерни	ведомого колеса
1,00	4,24	0,73	0,79
0,70	3,16	0,84	0,91
0,30	1,53	1,21	1,32
0,00	0,00	1,78	1,89
-0,30	1,47	1,23	1,44
-0,70	2,90	0,88	0,96
-1,00	3,76	0,77	0,84

Для расчета высоты выступа шероховатости использованы следующие исходные данные: скорость изнашивания зубчатых колес с  $\gamma_{d(u,k)} = 0,000250$  мм/ч; длина зубьев шестерен  $L = 130$  мм; число зубьев ведущей шестерни  $z_u = 19$ ; число зубьев ведомого зубчатого колеса  $z_k = 38$ ; коэффициент относительного удлинения материала ведущей шестерни  $\psi_u = 7$ ; нагрузка в зацеплении  $P = 0,75$  ГН; коэффициент относительного удлинения материала ведомого зубчатого колеса  $\psi_k = 8$ ; коэффициент фрикционной усталости материала зубчатых колес  $t = 1,3$ ; приведенный радиус кривизны зубчатого зацепления  $\rho_{np} = 63,3$  мм; модуль зацепления  $m = 10$  мм; коэффициент Пуассона  $\mu = 0,03$ ; частота вращения ведущей шестерни  $n_u = 2$  с<sup>-1</sup>; частота вращения ведомого зубчатого колеса  $n_k = 1$  с<sup>-1</sup>; приведен-

ный модуль упругости материала зубчатых колес  $E_{np} = 215000$  МПа.

Решив выражения для расчета скорости изнашивания зубьев шестерен в зоне качения относительно высоты выступа шероховатости, получим:

для зубьев ведущей шестерни:

$$h_{u,k} = \frac{1}{121,14} \cdot \sqrt[3]{\frac{n_{p(u,k)} \cdot z_{u,k} \cdot \gamma_{d(u,k)} \cdot \sqrt{0,5 \cdot L \cdot P \cdot m \cdot z_{np}} \cdot (1 - \mu^2)}{n_{u,k} \sqrt{E_{np}}}} \text{ мм.}$$

Исходные данные для расчета  $\gamma_{d(u,k)} = 0,00025$  мм/час;  $L = 130$  мм;  $z_u = 19$ ;  $z_k = 38$ ;  $\psi_u = 7$ ;  $\psi_k = 8$ ;  $P = 0,75$  мН;  $z_{np} = 12,67$ ;  $\mu = 0,03$ ;  $n_u = 2$  об/с;  $n_k = 1$  об/с;  $E_{np} = 215000$  МПа.

Рассмотрим изменение высоты выступа шероховатости в зависимости от количества циклов нагружения, приводящих к разрушению деформированной поверхности, и окружной силы в зацеплении (табл. 3 и 4).

Таблица 3

Изменение шероховатости зубьев шестерен в зависимости от коэффициента относительного удлинения материала шестерен

Коэффициент относительного удлинения материала шестерен, %		Количество циклов нагружения, приводящих к разрушению поверхности трения		Высота выступов шероховатостей после приработки поверхностей, мкм	
ведущей шестерни	ведомого колеса	ведущей шестерни	ведомого колеса	ведущей шестерни	ведомого колеса
7	8	12,55	14,93	0,73	0,79
9	10	17,40	19,95	0,86	0,92
11	12	22,58	25,29	0,98	1,03
13	14	28,06	30,90	1,09	1,14
15	16	33,80	36,76	1,19	1,25
17	18	39,77	42,84	1,29	1,34
19	20	45,96	49,13	1,39	1,44



Расчет высоты выступа шероховатости выполнялся при скорости изнашивания зубчатых колес  $\gamma_{\partial(u,\kappa)} = 0,000250$  мм/ч; длине зубьев шестерен  $L = 130$  мм; числе зубьев ведущей шестерни  $z_u = 19$ ; числе зубьев ведомого зубчатого колеса  $z_\kappa = 38$ ; нагрузке в зацеплении  $P = 0,75$  ГН; коэффициенте фрикционной усталости материала зубчатых колес  $t = 1,3$ ; приведенном радиусе кри-

визны зубчатого зацепления  $\rho_{np} = 63,3$  мм; модуле зацепления  $m = 10$  мм; коэффициенте Пуассона  $\mu = 0,03$ ; частоте вращения ведущей шестерни  $n_u = 2$  с<sup>-1</sup>; частоте вращения ведомого зубчатого колеса  $n_\kappa = 1$  с<sup>-1</sup>; приведенной модули упругости материала зубчатых колес  $E_{np} = 215000$  МПа:

$$h_{u,\kappa} = \frac{1}{21,2} \sqrt{\frac{\gamma_{\partial(u,\kappa)} \cdot L^{0,5} \cdot z_{u,\kappa} \cdot \psi_{u,\kappa}^t \cdot P^{0,5} \cdot \rho_{np}^{0,5} \cdot (1 - \mu^2)}{m \cdot \psi_{1,2} \cdot n_{u,\kappa} \cdot E_{np}^{0,5}}}$$

Таблица 4

**Изменение глубины внедрения выступа шероховатости в поверхность зубчатых колес в зависимости от окружной силы, действующей на зубчатое зацепление**

Окружная сила, действующая на зубчатое зацепление, МН	Высота выступов шероховатостей после приработки поверхностей, мкм	
	ведущей шестерни	ведомого колеса
0,15	0,49	0,53
0,30	0,58	0,63
0,45	0,65	0,70
0,60	0,69	0,75
0,75	0,73	0,79
0,90	0,77	0,83
1,05	0,79	0,86

Значения исходных данных для расчета высоты выступа шероховатости составили: скорость изнашивания зубчатых колес  $\gamma_{\partial(u,\kappa)} = 0,000250$  мм/ч; длина зубьев шестерен  $L = 130$  мм; число зубьев ведущей шестерни  $z_u = 19$ ; число зубьев ведомого зубчатого колеса  $z_\kappa = 38$ ; нагрузка в зацеплении  $P = 0,75$  ГН; коэффициент фрикционной усталости материала зубчатых колес  $t = 1,3$ ; приведенный радиус кривизны зубчатого зацепления  $\rho_{np} = 63,3$  мм; модуль зацепления  $m = 10$  мм; коэффициент Пуассона  $\mu = 0,03$ ; частота вращения ведущей шестерни  $n_u = 2$  с<sup>-1</sup>; частота вращения ведомого зубчатого колеса  $n_\kappa = 1$  с<sup>-1</sup>; приведенный модуль упругости материала зубчатых колес  $E_{np} = 215000$  МПа.

В общем виде фактическая площадь контакта зубьев после приработки шероховатостей составляет:

$$F = \pi \cdot r_{u,\kappa}^2 \cdot M_L \cdot M_B = \pi \cdot r_{u,\kappa}^2 \cdot M_{o(u,\kappa)},$$

где  $M_L$  – количество выступов шероховатости, находящихся на длине зуба;  $M_B$  – ко-

личество выступов шероховатости, находящихся на ширине контакта зубьев.

Предположим, что выступы шероховатости расположены по длине и ширине контакта зубьев равномерно, тогда общее количество выступов шероховатости, находящихся на площади контакта зубьев, равно:

$$M_o = M_L M_B.$$

Количество выступов шероховатости, находящихся на 1 мм длины зуба:

$$M_c = \frac{0,39 \cdot c \cdot H_{u,\kappa}}{k \cdot m \cdot [\sigma_{из}]_{u,\kappa}}.$$

Количество выступов шероховатости, находящихся на длине зуба:

$$M_L = \frac{0,39 \cdot c \cdot L \cdot H_{u,\kappa}}{k \cdot m \cdot [\sigma_{из}]_{u,\kappa}}.$$

Количество выступов шероховатости, находящихся на ширине контакта зубьев:

$$M_B = \frac{1190 \cdot c \cdot H_{u,\kappa} \cdot \sqrt{P \cdot \rho_{np}} \cdot (1 - \mu^2)}{k \cdot m \cdot [\sigma_{из}]_{u,\kappa} \cdot \sqrt{L \cdot E_{np}}}.$$

Тогда общее количество выступов шероховатости, находящихся на площади контакта зубьев, составляет:

$$M_{o(u, \kappa)} = \frac{464,1 \cdot c^2 \cdot H_u \cdot H_\kappa \cdot \sqrt{P \cdot L \cdot \rho_{np}} \cdot (1 - \mu^2)}{k^2 \cdot m^2 \cdot [\sigma_{из}]_u \cdot [\sigma_{из}]_\kappa \cdot \sqrt{E_{np}}}$$

Фактическая площадь контакта зубьев после обкатки поверхности зубьев:

$$F_{n(u, \kappa)} = \pi \cdot r_u \cdot r_\kappa \cdot M_{o(u, \kappa)} = \frac{1763300 \cdot c^2 \cdot h_u \cdot h_\kappa \cdot H_u \cdot H_\kappa \cdot \sqrt{P \cdot L \cdot \rho_{np}} \cdot (1 - \mu^2)}{k^2 \cdot m^2 \cdot [\sigma_{из}]_u \cdot [\sigma_{из}]_\kappa \cdot \sqrt{E_{np}}}$$

где  $[\sigma_{из}]_u$  и  $[\sigma_{из}]_\kappa$  – соответственно, предельно допустимые напряжения изгиба возникающего в ножке зубьев ведущего и ведомого

зубчатого колеса;  $h_u$  и  $h_\kappa$  – соответственно, глубина внедрения выступов шероховатости в поверхность ведущего и ведомого зубчатого колеса.

Номинальная площадь контакта зубьев:

$$F_n = \frac{3040 \cdot \sqrt{P \cdot \rho_{np}} \cdot (1 - \mu^2) \cdot \sqrt{L}}{\sqrt{E_{np}}}$$

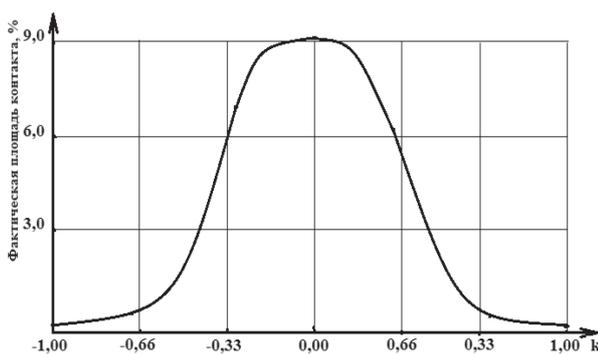
Относительная площадь фактического контакта [4; 6]:

$$K_{om} = \frac{F_{n(u, \kappa)}}{F_n} = \frac{58000 \cdot c^2 \cdot h_u \cdot h_\kappa \cdot H_u \cdot H_\kappa}{k^2 \cdot m^2 \cdot [\sigma_{из}]_u \cdot [\sigma_{из}]_\kappa}$$

Таблица 5

**Изменение соотношения фактической и номинальной площадей контакта в зависимости от степени относительного проскальзывания между зубьями шестерен**

№	Коэффициент высоты зуба	Относительное проскальзывание между зубьями шестерен	Соотношения фактической и номинальной площадей контакта шестерен, %
1	1,00	4,56	0,201
2	0,70	3,16	0,543
3	0,30	1,53	6,183
4	0,00	0,00	9,096
5	-0,30	1,47	6,856
6	-0,70	2,90	0,601
7	-1,00	4,18	0,225



**Рис. 3. Изменение фактической площади контакта зубьев шестерен в зависимости от коэффициента высоты зуба**

Исходные данные для расчета: модуль зацепления  $m = 10$  мм; длина зуба  $L = 130$  мм; приведенный радиус кривизны  $\rho_{np} =$

63,3 мм; коэффициент Пуассона  $\mu = 0,3$ ; коэффициент деформации  $c = 3$ ; приведенный модуль упругости  $E_{np} = 215000$  МПа; коэффициент высоты зуба для ведущей шестерни твердость материала  $H_u = 630$  МПа,  $[\sigma_{из}]_u = 75$  МПа,  $h_u = 0,73$  мм для ведомого колеса  $H_\kappa = 580$  МПа;  $[\sigma_{из}]_\kappa = 73$  МПа,  $h_\kappa = 0,79$  мм. Результаты расчета приведены в таблице 5 и на рисунке 3 [10].

С увеличением модуля зацепления соотношение фактической площади контакта к номинальной площади уменьшается, это связано с тем, что, согласно данным таблицы 6, увеличение модуля зацепления приводит к уменьшению глубины внедрения выступов шероховатости ведущей и ведомой шестерен.



Таблица 6

**Изменение фактической площади контакта зубьев шестерен в зависимости от модуля зацепления зубчатой передачи при  $k = 1,0$**

№	Модуль зацепления, мм	Глубина внедрения выступов шероховатости в поверхность, мкм		Отношения фактической и номинальной площадей контакта шестерен, %
		ведущей шестерни	ведомого зубчатого колеса	
1	1,0	0,13	0,14	0,634
2	2,0	0,22	0,24	0,460
3	4,0	0,36	0,39	0,306
4	6,0	0,50	0,54	0,261
5	8,0	0,62	0,67	0,226
6	10,0	0,73	0,77	0,201
7	12,0	0,83	0,88	0,177

**Выводы**

Таким образом, полученные результаты исследования показывают, что:

- внедряемые в поверхность трения шероховатости, имеющие конусообразную форму по высоте и по диаметру, и выступы шероховатости без приработки в среднем в 2,45 раза больше, чем выступы шероховатости по высоте и диаметру основания с приработкой;

- при трении качения с проскальзыванием – повышение модуля зацепления приводит к росту высоты выступов шероховатости после приработки ведущей и ведомой шестерен, в зубчатых передачах с мелким

модулем зацепления рост высоты выступов шероховатостей происходит более интенсивно по сравнению с зубчатыми передачами с более крупным модулем зацепления; снижение относительного проскальзывания между зубьями шестерен приводит к повышению высоты выступов шероховатостей после приработки зубьев ведущей и ведомой шестерен;

- отношения фактической и номинальной площадей контакта растет с понижением относительного проскальзывания между зубьями шестерен, значение которого снижается с повышением модуля зацепления.

**REFERENCES**

1. Tigetov D.G., Gorickij Ju.A. Markovskaja model' mehanicheskogo vzaimodejstvija sherohovatyh poverhnostej v processe trenija [Markov model of mechanical interaction of rough surfaces in the process of friction]. *Trenie i smazka v mashinah i mehanizmah – Friction and lubrication in machines and mechanisms*. Moscow, Publishing house of mechanical engineering, 2010, no. 3, pp. 4-13.
2. Mirzayev Q.Q., Irgashev A. Wear resistance of rolling-ball bearings operating in an abrasive medium. *Journal of Friction and Wear*, 2014, no. 35 (5), pp. 439-442.
3. Starzhinskij V.E., Solimterman Ju.L., Tesker E.I., Goman A.M., Osipenko S.A. Vidy povrezhdenij zubchatyh koles: tipologija i rekomendacii po preduprezhdeniju povrezhdenij [Types of gear damage: typology and recommendations for preventing damage]. *Trenie i iznos – Friction and wear*, 2008, no. 5, pp. 465-482.
4. Ikramov U.A., Irgashev A., Makhkamov K.Kh. Calculation model to assess wear resistance of tooth gears. *Trenie i iznos – Friction and wear*, 2003, no. 24 (6), pp. 620-625.



5. Grib V.V. Diagnosticheskoe modelirovanie mehanicheskikh system [Diagnostic modeling of mechanical systems]. Saint Petersburg, Expert solutions, 2014, 448 p.
6. Irgashev B.A. Forecasting the Consumption of Spare Parts in Machines Based on the Content of Wear Particles in Oil Journal of Friction and Wear. Allerton Press, 2015, vol. 36, no. 5, pp. 441-447.
7. Tigetov D.G. O vlijanii mehanizma razrusheniya na ravnovesnuju sherohovatost' pri modelirovanii treniya s pomoshh'ju markovskih sluchajnyh processov [On the influence of the fracture mechanism on the equilibrium roughness when modeling friction using Markov random processes]. Vestnik MJeI – Bulletin MPEI, 2008, no. 6. Moscow, MPEI Publ., 2008, pp. 119-128.
8. Ishmuratov H K, Irgashev B A. Assessment of the Wear Resistance for Gearwheel Teeth in an Open Toothed Gear under the Conditions of a High Level of Dust. Trenie i iznos – Friction and wear, 2020, January 1, vol. 41, issue 1, pp. 85-90.
9. Bezjazychnyj V.F. Jeksperimental'noe podtverzhdenie malociklovoj ustalostnoj prirody fretting-iznashivaniya poverhnostnyh sloev metallov [Experimental confirmation of the low-cycle fatigue nature of fretting wear of surface layers of metals]. V.F. Bezyazychny, B.M. Drapkin, R.V. Lyubimov, M.V. Timofeev. Trenie i iznos – Friction and wear, 2000, vol. 2, no. 3, pp. 9-16.
10. Chudakov K.P., Dombrovskaja I.K., Voldos V.V. Opredelenie iznosa detalej mashin metodom negativnyh slepkov [Determination of the wear of machine parts by the method of negative impressions]. Vestnik mashinostroeniya – Bulletin of mechanical engineering, 2002, no. 1, pp. 7-12.

**Тақризчи:** Астаноқулов К.Д., техника фанлари доктори, профессор, “Қишлоқ хўжалиги машиналари” кафедра мудири, Тошкент ирригация ва қишлоқ хўжалигини механизациялаш муҳандислари институти.