

УДК 658.52.011.56

А.А. Ключко¹, Д.А.Кравченко², Т.В.Терещенко²Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»¹Донбасская государственная машиностроительная академия²

ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ РАСЧЕТА ТОЛЩИНЫ СЛОЯ СМАЗКИ В КОСОЗУБЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕСАХ С ГИДРОДИНАМИЧЕСКИМИ КАРМАНАМИ

Наличие гидродинамических карманов обеспечивает снижение коэффициента трения и полностью исключает трение скольжения, контакт осуществляется через смазочный слой жидкости, находящийся на момент образования контакта в неньютоновском состоянии с образованием упруго несжимаемого смазочного слоя. В результате образования неньютоновского состояния жидкости с помощью специальных гидродинамических карманов передача крутящего момента от шестерни к колесу осуществляется за счет перехода жидкости в зоне контактирования эвольвентных поверхностей в упруго несжимаемое состояние. Происходит адаптивное контактное сопряжение профилей эвольвент за счет наличия упруго несжимаемой жидкости, т.е. упруго-несжимаемая жидкость выполняет роль демпфирующего амортизатора.

Ключевые слова: гидродинамические карманы, технологические параметры, коэффициент трения неньютоновское состояние, упруго-несжимаемый смазочный слой, зубчатое колесо, эвольвентная поверхность.

Форм. 23., Літ. 6.

О.О. Ключко, Д.О. Кравченко, Т.В. Терещенко

ТЕХНОЛОГІЧНІ ПАРАМЕТРИ РОЗРАХУНКУ ТОВЩИНИ ШАРУ МАСТИЛА В КОСОЗУБИХ ЦИЛІНДРИЧНИХ ЗУБЧАТИХ КОЛЕСАХ З ГІДРОДИНАМІЧНИМИ КАРМАНАМИ

Наявність гідродинамічних кишень забезпечує зниження коефіцієнта тертя і повністю виключення тертя ковзання, контакт здійснюється через мастильний шар рідини, що знаходиться на момент утворення контакту в неньютонівському стані з утворенням пружно-нескриплого мастильного шару. В результаті утворення неньютонівського стану рідини з допомогою спеціальних гідродинамічних кишень передача крутного моменту від шестерні колеса здійснюється за рахунок переходу рідини в зоні контактування евольвентних поверхонь у пружно несжимаючий стан. Відбувається адаптування контактної пари евольвентних профілів за рахунок наявності пружно нестисливої рідини яка і виконує роль демпфуючого амортизатора.

Ключові слова: гідродинамічні кармани, технологічні параметри, коефіцієнт тертя неньютонівський стан, пружно-несжимаемий мастильний шар, зубчасте колесо, евольвентна поверхня.

A. Klochko, D. Kravchenko, T. Tereshenko

TECHNOLOGICAL PARAMETERS OF THE CALCULATION OF THE THICKNESS OF THE LAYER OF LUBRICATION IN HELICAL GEARS WITH HYDRODYNAMIC POCKETS

The presence of hydrodynamic pockets reduces the coefficient of friction and a fully the exception of sliding friction, the contact is made via the lubricating fluid layer, which is at the moment of contact in nenyutonovskoi state with the formation of elastic-incompressible lubricant layer. As a result of formation of a non-Newtonian liquid with special pockets hydrodynamic torque transmission from the pinion to the wheel osushestvlyetsya for set of fluid in the zone of contact of involute surfaces in elastically incompressible state. Adaptation occurs contact pair of involute profile due to the presence of elastically incompressible fluid that takes the place of the damping of the shock absorber.

Keywords: hydrodynamic pockets, the technological parameters, the coefficient of friction narutosasuke condition, elastic-incompressible lubricating layer, gear, involute surface.

Введение. В отличие от прямозубых зубчатых передач (рис. 1) в косозубых передачах в зацеплении находится несколько пар зубьев, а контактные линии расположены под углом β к оси колеса (рис. 2).

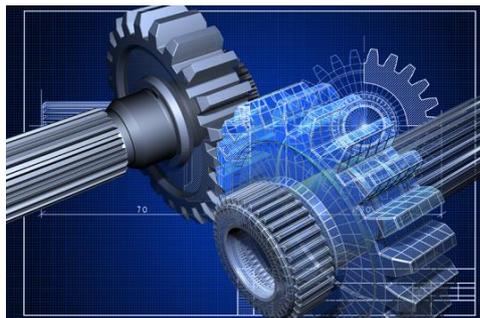


Рис. 1. Прямозубая зубчатая передача

Кроме того, нагрузка располагается по длине контактной линии неравномерно, достигая максимума в полюсе и снижаясь в зонах входа и выхода из зацепления[1, 3, 4].

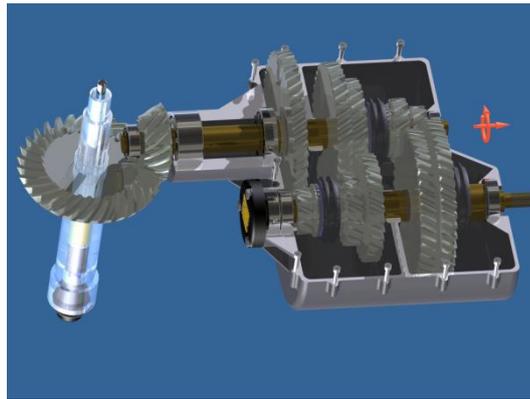


Рис.2. Косозубая цилиндрическая передача

Проведенные расчеты показали, что толщина смазочного слоя достигает наибольшей величины в зоне выхода из зацепления, а наименьшей – в зоне входа в зацепление.

Основная часть. Выбор технологических параметров определяющих толщину смазочного слоя производится для точек входа и выхода из зацепления A_1 , и D или для точек, расположенных на расстоянии $0,3t$ от них, т. е. A' и D' и для полюса зацепления Π (рис. 3) [3, 6].

Приведенная кривизна для каждой точки линии зацепления может быть определена с помощью радиусов кривизны ρ_a , и ρ_{b1} . При этом под радиусами кривизны ρ_a , и ρ_{b1} подразумеваются радиусы кривизны в нормальном сечении.

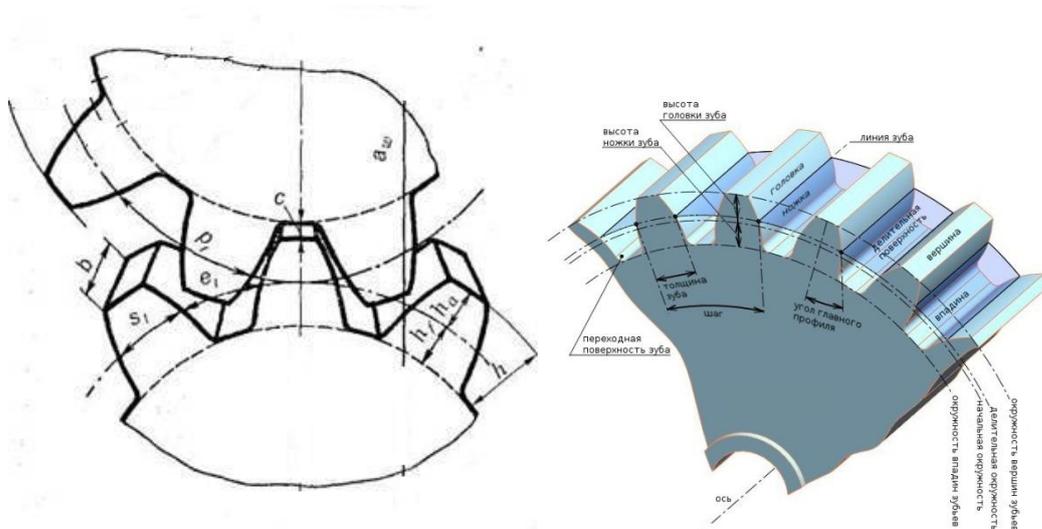


Рис.3. Зубчатая пара

В точке входа в зацепление радиус кривизны колеса

$$\rho_{bA_1} = \frac{\sqrt{R_{\Sigma b}^2 - R_{\Sigma a}^2}}{\cos \beta_0}, \quad (1)$$

радиус кривизны шестерни

$$\rho_{aA_1} = \frac{A \sin \alpha_s - \sqrt{R_{\Sigma b}^2 - R_{\Sigma a}^2}}{\cos \beta_0} \quad (2)$$

В точке A' радиус кривизны колеса

$$\rho_{aA_1} = \rho_{bA_1} + 0,3m_H; \quad (3)$$

радиус кривизны шестерни

$$\rho_{aA_1} = \rho_{aA_1} + 0,3m_H. \quad (4)$$

В полюсе зацепления радиус кривизны шестерни

$$\rho_{a\pi} = \frac{\rho_a \sin \alpha_s}{\cos \beta_0}, \quad (5)$$

радиус кривизны колеса

$$\rho_{b\pi} = \frac{\rho_b \sin \alpha_s}{\cos \beta_0} \quad (5)$$

В точке выхода из зацепления Б радиус кривизны шестерни

$$\rho_{aD} = \frac{\sqrt{R_{sa}^2 - R_{0a}^2}}{\cos \beta_0} \quad (6)$$

радиус кривизны колеса

$$\rho_{bD} = \frac{A \sin \alpha_1 - \sqrt{R_{sa}^2 - R_{0a}^2}}{\cos \beta_0} \quad (7)$$

В точке D' радиус кривизны шестерни

$$\rho_{aD'} = \rho_{aD} - 0,3m_n$$

радиус кривизны колеса

$$\rho_{bD'} = \rho_{bD} - 0,3m_n$$

где β_0 – угол наклона винтовой контактной линии по основному цилиндру; α_s – угол зацепления в торцевом сечении; m_n – нормальный модуль зацепления, мм.

Суммарные скорости качения в точках зацепления можно определить по формулам:

$$\begin{aligned} U_{ai} &= \rho_{ai} \omega_a \cos \beta_0 \cdot 10^{-3}; \\ U_{bi} &= \rho_{bi} \omega_b \cos \beta_0 \cdot 10^{-3} \end{aligned} \quad (8)$$

Расчетная погонная нагрузка в точках A_1, A', D, D' .

$$K_{011} = k_b K_0. \quad (9)$$

В полюсе зацепления Π расчетная нагрузка определяется по формуле

$$K_{01} = k_{\Pi} K_0. \quad (10)$$

Средняя погонная расчетная нагрузка

$$K_0 = \frac{1000P \cos \beta_0}{0,9B\varepsilon_s} \quad (11)$$

Где P – полная расчетная нагрузка, действующая на зубья, нс; k_b – коэффициент расчетной нагрузки для точки входа и выхода из зацепления, $k_b=0,825$; k_{Π} – коэффициент расчетной нагрузки для полюса зацепления; $k_{\Pi}=1,2$; B – ширина колеса, мм; ε_s – коэффициент перекрытия в торцевом сечении, T_l – мгновенная температура смазочного слоя в каждой точке линии зацепления.

Для примера рассчитаем толщину смазочного слоя в точках A', D' и Π косозубой цилиндрической зубчатой передачи с исходными параметрами: числа зубьев $z_1=32$; $z_2=66$; нормальный модуль $m_n=3$; угол зацепления в нормальном сечении $\alpha_{0n}=20^\circ$; межцентровое расстояние $A=150$ мм; частота вращения шестерни $n_1=1480$ об/мин; ширина шестерни $B=60$ мм; угол наклона по основному цилиндру $\beta_0=10^\circ 42'$; торцовый коэффициент перекрытия $\varepsilon_s=1,71$; средняя расчетная погонная нагрузка $K_0=5420$ кгс/м; температура поверхностей зубьев $T_0=50^\circ\text{C}$; смазка маслом МС-20.

На рис. 4 представлены результаты расчета в виде графиков изменения значений основных расчетных параметров:

$$(\lambda_a \pm \lambda_b); (U_a + U_b); T_i; \mu_{0i}; n_i; K_{0i}; h_{0i}.$$

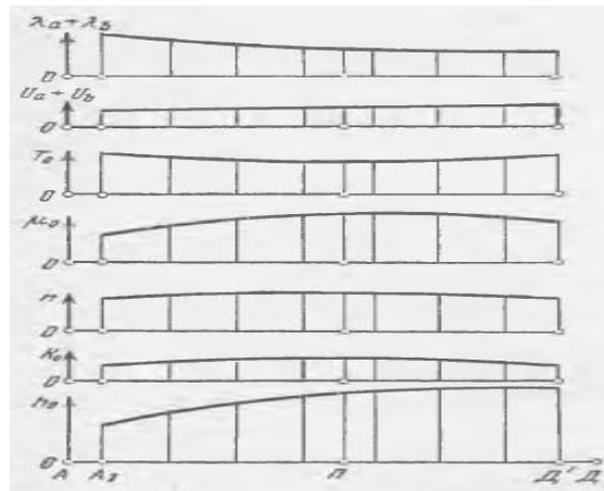


Рис.4. График изменения основных расчетных параметров косозубой цилиндрической передачи вдоль линии зацепления

Результаты расчетов для характерных точек приведены в табл. 1. Например, толщина смазочного слоя в полюсе зацепления по расчету $h_0=2,08$ мкм, а по эксперименту $h_0=2$ мкм.

Таблица 1

Результаты расчета косозубой цилиндрической зубчатой передачи

Расчетный параметр	Расчетные точки		
	A	п	D'
ρ_{ai} , мм	10,27	17,36	23,9
ρ_{bi} , мм	42,9	35,80	29,3
$(\lambda_a + \lambda_b)$, 1/м	120,6	85,5	75,2
U_{ai} , м/с	1,56	2,64	3,64
U_{bi} , м/с	3,16	2,64	2,16
$(U_a + U_b)$, м/с	4,73	5,28	5,8
$(U_a - U_b)$, м/с	1,60	0	1,48
$f_{тр}$	0,055	—	0,053
ΔT_i , °C	9,8	0	7,0
T_i , °C	59,8	50	57,0
μ_{0i} , кг·с/м ²	0,0077	0,0141	0,0120
$\nu_i \cdot 10^6$, м ² /кг·с	0,207	0,223	0,212
K_{0i} , кг·с/м	4468	6500	4468
h_{0i} , мкм	1,06	2,08	2,23

Гидродинамическая подъемная сила возникает при зацеплении косозубых цилиндрических колес при наличии скольжения между поверхностями трения и сужающегося зазора между ними, заполненного маслом в зоне делительного диаметра $\pm 0,225m$ [1, 4] с учетом выбора технологических параметров соотношения размеров и предусматривать пологие клинообразующие скосы, примыкающие к смазочным канавкам (рис. 5 и 6).

Рабочая поверхность эвольвентной поверхности разделяется смазочными канавками на ряд комбинированных опор, каждая из которых состоит из двух участков: участка I, наклонного к поверхности другой направляющей, и участка II, параллельного к ней. Обычно при гидродинамическом расчете подобных опор участок II не принимается во внимание, что приводит к существенным ошибкам и не позволяет определять оптимальные размеры скосов.

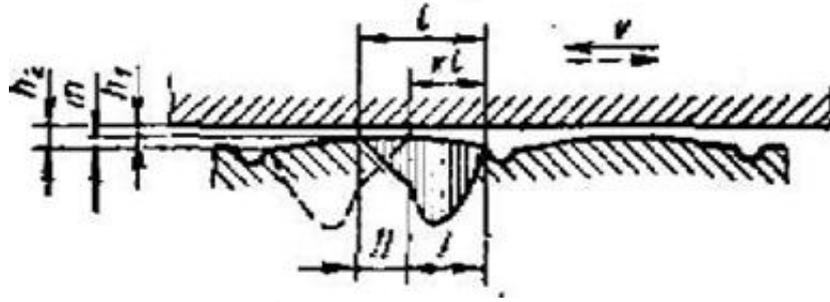


Рис.5. Участок контактируемых зубчатых поверхностей шестерни с гидродинамическими карманами и сопрягаемого зубчатого колеса: l – длина комбинированного гидрокармана в мм; l_1 – длина наклонного участка l в мм; K – отношение длины наклонного участка гидрокармана к длине комбинированного гидрокармана; h – толщина масляного слоя при неньтоновском состоянии рабочей жидкости на участке ll в мм; h_2 – максимальная толщина масляного слил на участке l в мм; t – глубина клинообразующего скоса в мм; B – ширина гидрокармана в мм; D_{cp} – делительный диаметр шестерни в мм.

Рассмотрим гидродинамический расчет для комбинированного гидрокармана с учетом обеих ее участков. Схема опоры и выбранное расположение координат показаны на рис. 6. Использование условия равновесия сил, действующих на элементарную частицу жидкости, уравнения Ньютона для вязкой жидкости и условия неразрывности течения приводит к известному уравнению, выражающему распределение давления по поверхности, масляного слоя:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) + 6\mu v \frac{\partial h}{\partial x} = 0, \quad (12)$$

где h – толщина масляного слоя; p – давление в масляном слое; v – скорость скольжения; μ – динамический коэффициент вязкости масла.

Граничные условия: для участка I ($h = ax$) при $x = x_2 p = 0$; при $x = x_1 p = p_{Г-II}$; для участка II ($h = const$) при $x = x_0 p = 0$; при $x = x_1 p = p_{Г-II}$.

Величину давления $p_{Г-II}$ на границе участков I и II определяем из условия равенства расходов масла на обоих участках.

Уравнение (12) для опор конечной ширины может быть решено приближенно (по Шибелю), если задаться следующими условиями хорошо согласующимися с экспериментальными данными: 1) давление в направлении скольжения изменяется по тому же закону что и для бесконечно широкой поверхности; 2) давление в направлении, перпендикулярном скольжению, изменяется по закону квадратной параболы.

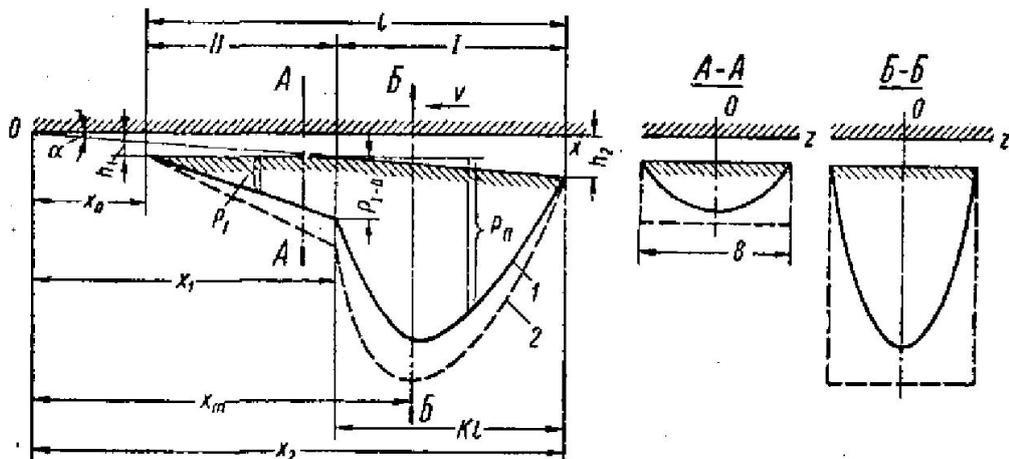


Рис.6. Схема к расчету гидродинамических карманов: 1,2 – эпюры давления для опоры соответственно конечной и бесконечной ширины

Указанное решение приводит к следующим расчетным формулам.

Поддерживающая сила

$$P = \frac{1}{981 \cdot 10^4} \cdot \frac{2\mu v l^2 B}{3h^2} c_1 c_p \quad (13)$$

Сила трения

$$T = \frac{1}{981 \cdot 10^4} \cdot \frac{\mu v B l}{h_1} (c_T + c_T c_1) \quad (14)$$

Коэффициент трения

$$f = \frac{T}{P} = 1,5 \frac{c_T + c_T c_1}{c_1 c_p} \cdot \frac{h_1}{l} \quad (15)$$

Расход масла в направлении, перпендикулярном скольжению (в обе стороны)

$$Q = \frac{60}{10^3} \cdot \frac{v h_1 l^2}{B} c_1 c_Q \quad (16)$$

В формулах (13) – (16): μ – динамический коэффициент вязкости масла в $c_{нз}$ при рабочей температуре t_M ; V – скорость скольжения в м/сек; l, B, h_1 – в мм (рис. 6); о выборе расчетной величины (h_1); α – угол наклона участка I ; K – отношение длины наклонного участка опоры к длине опоры l (см. рис. 6); P, T – соответственно поддерживающая сила и сила трения в $кГ$; Q – расход масла в л/мин; c_1 – коэффициент, учитывающий боковое истечение,

$$c_1 = \frac{5}{4} \frac{1}{1 + \left(\frac{Kl}{B}\right)^2} \quad (17)$$

где c_p, c'_T, c''_T, c_Q – коэффициенты, определяемые по графикам на (рис. 7 –10), построенным по следующим формулам:

$$c_p = \frac{6K}{a_2 - 1} \left\{ \frac{6K}{a_2 - 1} \left[\ln a_3 - \frac{2(a_3 - 1)}{a_3 + 1} \right] + \frac{(a_3 - 1)^2 (1 - K) [K + 0,5(a_3 + 1)(1 - K)]}{[2(1 - K)a_3^2 + K(a_3 + 1)](a_3 + 1)} \right\}; \quad (18)$$

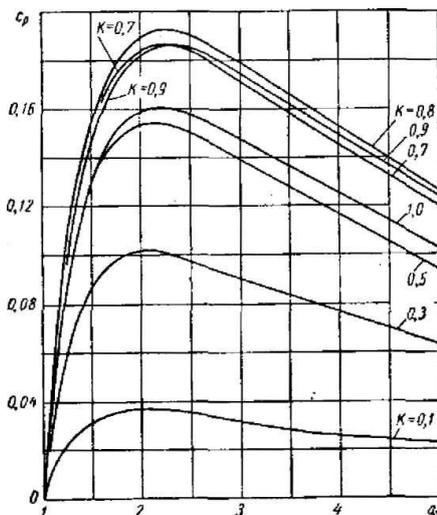


Рис.7. График для определения коэффициента c_p

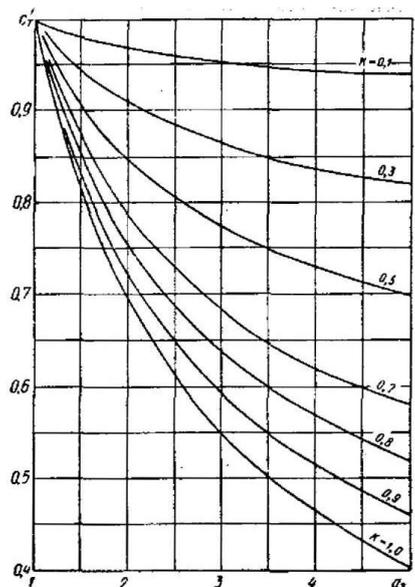
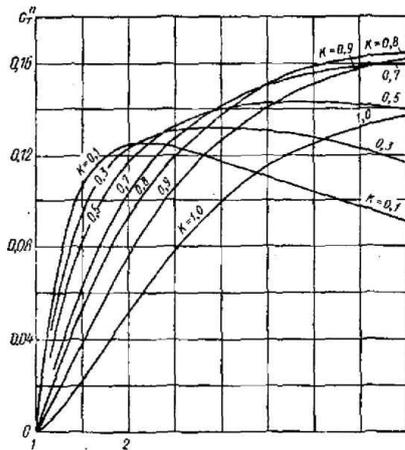
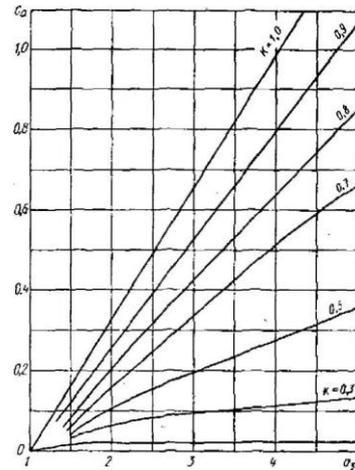


Рис.8. График для определения коэффициента c_T

Рис.9. График для определения коэффициента c'_T Рис.10. График для определения коэффициента c_0

$$c'_T = 1 - K + \frac{K \ln a_3}{a_3 - 1}; \quad (19)$$

$$c'_T = 2K \left[\frac{(a_3 + 1) \ln a_3 - 2(a_3 - 1)}{a_3^2 - 1} + \frac{(1 - K)(a_3 - 1)}{2(1 - K)a_3^2 + K(a_3 + 1)} \right]; \quad (20)$$

$$c_Q = K^2(a_3 - 1) \left\{ \frac{1}{3} + \frac{1 - K}{2a_3^2(1 - K) + K(1 - a_3)} \left[\frac{2(1 - K)}{K} - \frac{1}{a_3 - 1} \right] \right\}. \quad (21)$$

В приведенных выше формулах

$$a_3 = \frac{h_2}{h_1}. \quad (22)$$

При необходимости расчета по критерию точности формула (18) позволяет определить величину всплывания подвижного узла, т. е. изменение при изменении нагрузки.

Как видно из графика, показанного на рис. 7, коэффициент c_p (а следовательно, и поддерживающая сила) достигает наибольшего значения при $K=0,8$; эту величину и следует выбирать при проектировании зубчатых передач, рассчитанных на работу в условиях только жидкостного трения. При выборе величины K для зубчатых передач металлорежущих станков, работающих, как правило, в широком диапазоне скоростей, необходимо иметь в виду, что при низких скоростях работа происходит в условиях смешанного трения, при котором часть нагрузки воспринимают непосредственно контактируемые эвольвентные поверхности сопрягаемых зубчатых колес, поэтому значение K следует выбирать ниже оптимального (около 0,5). Для каждого значения K коэффициент c_p имеет наибольшую величину при $a_3 = \frac{h_2}{h_1} = \frac{m + h_1}{h_1} = 2,2$ (см. рис. 6); поэтому глубину гидрокарманов и фронтальные размеры рассчитывают исходя из обеспечения неньютоновского состояния рабочей жидкости (смазки) в зоне контактирования зубчатых колес.

Для контактируемых эвольвентных поверхностей сопрягаемых зубчатых колес заданной площади, наибольшая несущая способность обеспечивается при соотношении $\frac{Kl}{B} \approx 0,6$ [2, 5].

Рекомендации по выбору размеров гидродинамических карманов принимаем согласно физического процесса образования упруго-несжимаемой жидкости, то есть такого состояния зоны контакта, при котором рабочая жидкость переходит с ньютоновского состояния в неньютоновское, аппроксимируя данный процесс на примере рассмотрения контакта зубчатого зацепления.

Фронтальная форма гидродинамического кармана определяется размерами L и H (рис. 11).

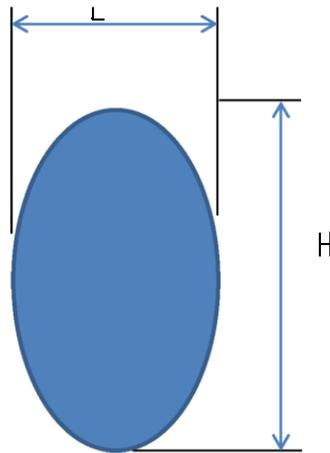


Рис.11. Фронтальная форма гидродинамического кармана

Ввиду того, что зубчатые передачи работают в широком диапазоне скоростей и нагрузок, температура, а следовательно, и вязкость масла могут изменяться в значительных пределах, и значение критической толщины масляного слоя является в известной мере условным, целесообразно при расчете гидрокарманов зубчатых колес по формулам (18) и (20) строить график для семейства кривых h_1 и f в координатах $\frac{N_n}{v}$ и t_M . Это позволяет оценивать несущую способность зубчатых колес при любом режиме работы.

С целью снижения трения в контактируемых зубчатых передачах и, как следствие, снижения контактных нагрузок сопрягаемых тяжело нагруженных высокоскоростных зубчатых колес и на основании теории гидродинамики [4] впервые предложено использовать гидродинамические карманы на эвольвентной поверхности ведущего зубчатого колеса (рис. 12)

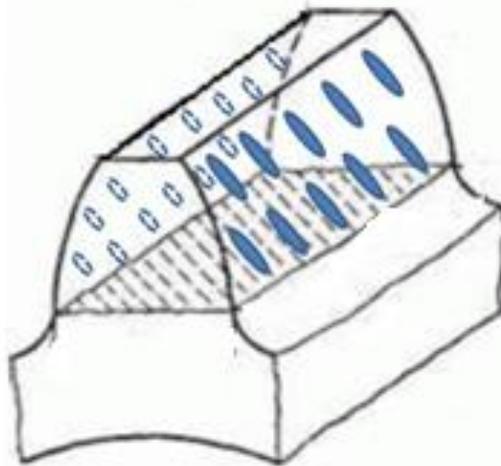


Рис.12 Гидродинамические карманы на эвольвентной поверхности зубьев ведущего зубчатого колеса

Назначая наименьшую расчетную критическую толщину масляного слоя h_1 следует учитывать микро- и макронеровности рабочих поверхностей контактируемых эвольвентных поверхностей сопрягаемых зубчатых колес заданной площади и их температурные и упругие деформации. Для зубчатых колес станков большое значение имеют температурные деформации контактирующих поверхностей в радиальном сечении [1, 3].

В качестве критической условно принимается толщина масляного слоя на делительном диаметре:

$$h_{np} = h'_1 + \frac{E}{2} t g 0 \quad (23)$$

где $h'_1 = 0,01 \div 0,02$ мм – наименьшая толщина масляного слоя у кромки зубьев.

При расчете допускается принимать значения h_{kp} , полученные экспериментально при температуре зубчатых колес до $40^\circ C$ $h_{kp} \approx 0,07 \div 0,08$ мм; при температуре от 40 до $70-80^\circ C$ $h_{kp} \approx 0,09 \div 0,11$ мм. Допускается для зубчатых передач с окружной скоростью 10-18 м/с увеличение h_{kp} на 30–50%.

Форма выполнения гидрокарманов на эвольвентной поверхности ведущего зубчатого колеса соответствует эпюре нагрузок (рис. 12) при переходе рабочей жидкости в неньютоновское состояние для обеспечения удержания упруго несжимаемой рабочей жидкости и может выполняться в один, два или три ряда (рис. 13)

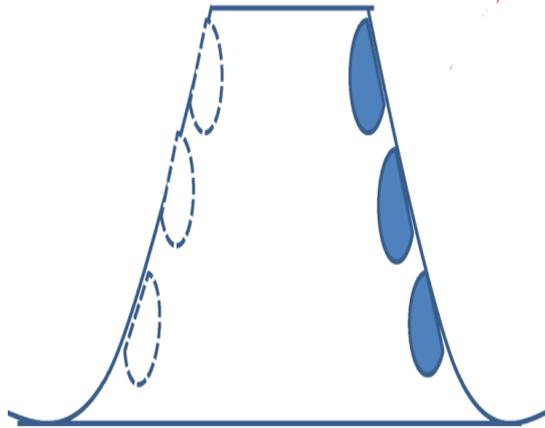


Рис.13. Форма выполнения гидрокарманов на эвольвентной поверхности зубчатого колеса соответствующая эпюре нагрузок при переходе рабочей жидкости в неньютоновское состояние

Для зубчатых передач с системой охлаждения рабочей жидкости, температурные деформации большого значения не имеют. Более существенными являются отклонения от прямолинейности по длине зуба, обусловленные неточностью изготовления и сборки зубчатых колес на рабочих осях. При отклонениях по нормам точности по ГОСТ 1643-81 и суммарной величине микронеровностей $0,02$ мм h_{kp} имеет ориентировочно следующие значения, принятые с коэффициентом запаса 1,25:

Степень точности	6	7	8	9-12
h_{kp} в мм	0,06	0,08	0,09	0,10

Величина h_{kp} должна уточняться по мере накопления расчетных и экспериментальных данных.

С целью обеспечения поступления смазочной рабочей жидкости в зубчатых колесах используют в качестве смазочных скосов фаски на вершинах зубьев, т.н. фланки. Фланкирование зубьев выполняют по нормальям станкостроения.

Рекомендуемая система смазки – циркуляционная, с весьма обильной подачей масла под очень малым давлением, порядка долей $0,1$ МПа.

В тяжелых токарных станках с ЧПУ необходимо предусматривать возможность регулирования давления масла, с тем чтобы при высоких окружных скоростях зубчатых колес, соответствующих максимальной производительности, подавать масло под малым давлением, а при малых окружных скоростях зубчатых колес, подавать масло под повышенным давлением, т. е. осуществлять гидроразгрузку гидрокарманов (рис. 14).



Рис.14. Ведущее зубчатое колесо с гидродинамическими карманами реверсивной зубчатой цилиндрической передачи

Масляная ванна повышает надежность работы зубчатых колес с гидрокарманами, обеспечивая их смазку при случайных перебоях в подаче масла.

Наличие гидродинамических карманов обеспечивает снижение коэффициента трения и полностью исключает трение скольжения, контакт осуществляется через смазочный слой жидкости, находящейся на момент образования контакта в неньютоновском состоянии с образованием упруго-несжимаемого смазочного слоя.

В результате образования неньютоновского состояния жидкости с помощью специальных гидродинамических карманов передача крутящего момента от шестерни к колесу осуществляется за счет перехода жидкости в зоне контактирования эвольвентных поверхностей в упруго-несжимаемое состояние. Происходит адаптивное контактное сопряжение профилей эвольвенты за счет наличия упруго-несжимаемой жидкости, т.е. упруго-несжимаемая жидкость выполняет роль демпфирующего амортизатора.

В результате уменьшается шум, повышается нагруженная способность, долговечность и износостойкость зубчатой цилиндрической передачи, уменьшаются требования по точности изготовления зубчатых колес.

Выводы.

1. Создание эффекта неньютоновского состояния рабочей жидкости в зоне контактирования зубьев обеспечивает значительное уменьшение коэффициента трения, контакт осуществляется через смазочный слой жидкости, находящейся на момент образования контакта.

2. Контакт эвольвентных зубчатых поверхностей цилиндрических колес осуществляется в основном за счет упруго-несжимаемой смазочной жидкости, которая находится в неньютоновском состоянии.

3. Выполнен расчет технологических параметров толщины слоя смазки в косозубых цилиндрических зубчатых колесах с гидродинамическими карманами с использованием условия равновесия сил, действующих на элементарную частицу жидкости.

4. Рекомендации по выбору размеров гидродинамических карманов принимаем согласно физического процесса образования упруго-несжимаемой жидкости, то есть такого состояния зоны контакта, при котором рабочая жидкость переходит с ньютоновского состояния в неньютоновское, аппроксимируя данный процесс на примере рассмотрения контакта зубчатого зацепления.

5. В результате образования неньютоновского состояния жидкости с помощью специальных гидродинамических карманов передача крутящего момента от шестерни к колесу осуществляется за счет перехода жидкости в зоне контактирования эвольвентных поверхностей в упруго-несжимаемое состояние.

Список использованной литературы:

1. Предпосылки моделирования контактно-гидродинамической задачи высокоскоростных цилиндрических зубчатых передач тяжелых токарных станков / Ю.В. Тимофеев, А.Н. Шелковой, А.А. Клочко, Т.В. Терещенко // Сборник научных трудов "Проблемы проектирования и автоматизации в машиностроении – 2015: сборник научных трудов [Текст] / ЗАО «ОНИКС». – Ирбит: ЗАО «ОНИКС», 2015. – С. 120–131. (Серия: «Проектирование и применение режущего инструмента в машиностроении» / Общ.ред. Ю.М. Соломенцев). ISBN-978-5-906703-08-8.
2. Технология производства и методы обеспечения качества зубчатых колес и передач / Под общ. ред. В. Е. Старжинского, М. М. Кане. – С-Пб. : Профессия, 2007. – 832 с.
3. Контактно-гидродинамическая проблема высокоскоростных цилиндрических зубчатых передач тяжелых токарных станков / В. Д. Ковалев, А. Н. Шелковой, А. А. Клочко, Д. А. Кравченко, А. Н. Кравцов // Збірник наукових праць. Прогресивні технології в машинобудуванні: Тези докладів III-ої Всеукраїнської науково-технічної конференції, 2-6 лютого 2015 р. – Національний університет «Львівська політехніка». – Львів, 2015. – С. 56.
4. Кане М.М. Управление качеством продукции машиностроения / М. М. Кане, А. Г. Суслов, О. А. Горленко и др. под общ. ред. д.т.н. М. М. Кане. – М. : Машиностроение, 2010. – 416 с.
5. Пат. на корисну модель 89916 UA, МПК В23С 7/00. Зубчаста прямозуба циліндрична передача / В.Д.Ковальов, О. О. Клочко, Д. О. Кравченко, М.М.Кане, Є. М. Кіреєв. – № u2013 09273 ; заявл. 23.07.13 ; опубл. 12.05.14, Бюл. № 9. – 4 с. :ил.
6. Линеаризация изотермической стационарной задачи смазывающих жидкостей высокоскоростных, тяжело нагруженных зубчатых передач тяжелых токарных станков с ЧПУ / В.Д. Ковалев, Е.В. Мироненко, А.А. Клочко, Е.В. Басова, Д.А. Кравченко // Надежность инструмента и оптимизация технологических систем : сб. науч. тр. – Краматорск : ДГМА, 2015. – Вып. 36. – С. 45–57.

Стаття надійшла до редакції 29.04.2016.