

## Impact Factor:

ISRA (India) = 4.971  
ISI (Dubai, UAE) = 0.829  
GIF (Australia) = 0.564  
JIF = 1.500

SIS (USA) = 0.912  
PIHII (Russia) = 0.126  
ESJI (KZ) = 8.716  
SJIF (Morocco) = 5.667

ICV (Poland) = 6.630  
PIF (India) = 1.940  
IBI (India) = 4.260  
OAJI (USA) = 0.350

SOI: [1.1/TAS](#) DOI: [10.15863/TAS](#)

### International Scientific Journal Theoretical & Applied Science

p-ISSN: 2308-4944 (print) e-ISSN: 2409-0085 (online)

Year: 2019 Issue: 10 Volume: 78

Published: 30.10.2019 <http://T-Science.org>

QR – Issue



QR – Article



S.T. Yunuskhodjaev

Tashkent State Technical University  
assistant of professor

L.S. Tulyaganova

Tashkent State Technical University  
student

## CALCULATION THE LIMIT BEND OF THE SLIDE BEARINGS'S SHAFTS OF THE PLANETARY ROTATION MECHANISM OF CRAWLER TRACTORS WITH CONSIDERATION THE WEAR

**Abstract:** The article is devoted to theoretical assessment the wear of slide bearings operating in the time of variable loading, for example of slide bearings of the planetary rotation mechanism of crawler tractors. Investigated the peculiarities of machine parts's working in dusty surroundings conditions. The analytical dependences allow to calculate the quantity of wear the bearing and the shaft, as well as the size of the gap between they. By comparing the obtained calculate results with the quantity of limited gap, it is possible to determine the service life of the slide bearings as well as the other parts of planetary rotation mechanism.

**Key words:** planetary rotation mechanism, the wear of the bearing, shaft wear, abrasive wear, oxidation wear, fatigue wear.

**Language:** Russian

**Citation:** Yunuskhodjaev, S. T., & Tulyaganova, L. S. (2019). Calculation the limit bend of the slide bearings's shafts of the planetary rotation mechanism of crawler tractors with consideration the wear. *ISJ Theoretical & Applied Science*, 10 (78), 564-568.

**Soi:** <http://s-o-i.org/1.1/TAS-10-78-100> **Doi:**  <https://dx.doi.org/10.15863/TAS.2019.10.78.100>

**Scopus ASCC:** 2210.

### РАСЧЕТ ПРЕДЕЛЬНОГО ПЕРЕКОСА ВАЛОВ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ ПЛАНЕТАРНОГО МЕХАНИЗМА ПОВОРОТА ГУСЕНИЧНЫХ ТРАКТОРОВ С УЧЕТОМ ИЗНОСА

**Аннотация:** Статья посвящена теоретической оценке износа подшипников скольжения, работающих при переменном нагружении, на примере подшипников скольжения планетарного механизма поворота гусеничных тракторов. Исследованы особенности работы деталей машин в условиях запыленной окружающей среды. Предложены аналитические зависимости, позволяющие рассчитать величину износа подшипника и вала, а также определить значение зазора между ними. Сравнивая полученные результаты расчета с величиной предельного зазора, можно определить срок службы подшипников скольжения, а также других деталей ПМП.

**Ключевые слова:** планетарный механизм поворота, износ подшипника, износ вала, абразивный износ, окислительный износ, усталостный износ.

#### Введение

УДК 620.178.162: 621.893.162

Критерием работоспособности опор скольжения являются допустимая температура в рабочей зоне подшипника, минимальная толщина

смазочной пленки, допустимый зазор между валом и втулкой, отсутствие заклинивания втулок с солнечной шестерней. Износ втулок больше допустимого значения приводит к перекоосу вала и, следовательно, к нарушению режима работы узла.

## Impact Factor:

ISRA (India) = 4.971  
ISI (Dubai, UAE) = 0.829  
GIF (Australia) = 0.564  
JIF = 1.500

SIS (USA) = 0.912  
РИИЦ (Russia) = 0.126  
ESJI (KZ) = 8.716  
SJIF (Morocco) = 5.667

ICV (Poland) = 6.630  
PIF (India) = 1.940  
IBI (India) = 4.260  
OAJI (USA) = 0.350

Температура рабочих поверхностей опор скольжения устанавливается по известной методике при помощи термометра, соединенной с милливольтметром, фиксирующей изменения температуры.

Для определения количества смазочного материала, поступающего на поверхность трения подшипников скольжения планетарного механизма поворота (ПМП) необходимо рассчитать толщину минимального слоя смазочного материала  $h_{кр}$  по формуле:

$$h_{кр} = h_{ш} + h_{в} + h_{п} + h_{д} + h_{н},$$

здесь  $h_{ш}$  и  $h_{в}$ , – высота микронеровностей поверхностей шипа и подшипника, мкм;

$h_{п}$ ,  $h_{д}$  и  $h_{н}$  – величины, учитывающие соответственно перекося прогиба упругой линии вала по длине подшипника, отклонение от профиля продольного сечения шипа и вкладыша (бочкообразность, седлообразность, конусность), мкм;

Подшипник, работающий в режиме граничной смазки, будет работать устойчиво при соблюдении условия  $h_{мин} \geq h_{кр} + 2 \text{ мм}$ .

Для оценки работоспособности подшипников скольжения необходимо установить величину предельно допустимого зазора между парами трения.

Предельное состояние изделия означает полную потерю работоспособности. В таком случае дальнейшая эксплуатация изделия должна быть прекращена.

Предельный износ подшипников скольжения ПМП обуславливает нарушение нормальной эксплуатации машины, появление неравномерной нагрузки на все детали ПМП, деформацию конструкции, которая ведет к тяжелым последствиям отказа этого узла, хотя при всем при этом эффективность работы машины может быть достаточно высокой.

Следует отметить, что в настоящее время нормативы на предельные величины износа для подшипников скольжения ПМП отсутствуют. На практике при каждом ремонте машин приходится определять могут ли изношенные детали продолжать выполнять свои функции, или же их надо заменять. Поэтому весьма актуальной является задача обоснования и установления предельной величины износа подшипников скольжения ПМП.

Для определения предельного значения перекося  $\delta_{пр}$  при зацеплении в прямозубых передачах можно воспользоваться расчетом предельной величины перекося зубьев солнечной шестерни в зацеплении с зубьями сателлита

$$\delta_{пр} = \frac{12138ML}{\pi CB^2 d_a \cos \alpha_{он}}, \quad (1)$$

здесь  $M$  – крутящий момент, передаваемый солнечной шестерней, Н·мм;

$L$  – расстояние между опорами, м;

$B$  – ширина зубчатого венца, м;

$C$  – удельная жесткость материала зубьев, Н/м<sup>2</sup>;

$d_a$  – диаметр окружности зубчатого кольца, м;

$\alpha_{он}$  – профильный угол производящей рейки в нормальном сечении, град;

Зная величину предельного перекося солнечной шестерни в зацеплении с зубьями сателлита, можно найти значение предельного зазора подшипников скольжения ПМП. Он определяется с учетом угла перекося  $\alpha$  (рисунок).

Тогда

$$tg \alpha = \frac{\delta_{пр}}{l_3 + \frac{l_2}{2}} = \frac{U_{пр} + \Delta}{l},$$

здесь  $l$  – длина подшипника, мм;

$l_2$  – расстояние от центра перекося до точки  $A$

$l_3$  – расстояние от центра перекося до точки  $B$

$\delta_{пр}$  – предельное значение перекося, мм

$U_{пр}$  – предельный перекося, мм

$\Delta$  – начальный зазор пары трения, мм.

Таким образом, зазор между подшипником скольжения и солнечной шестерней не должен превышать

$$U + \Delta \geq tg \alpha \frac{l_2}{2} = \frac{\delta_{пр} l_2}{2l}.$$

Предлагается методика расчета износостойкости деталей подшипников скольжения планетарного механизма поворота гусеничных тракторов. (Рисунок)

Условия работы деталей машин, работающих в запыленной окружающей среде, характеризуется возможностью проникновения в смазку частиц пыли. В процессе эксплуатации машин абразивные частицы попадают в зазор сопряжения деталей, вызывая тем самым абразивное изнашивание. Нагрузка, действующая на поверхность трения, может передаваться через абразивные частицы при условии, если размеры этих частиц соизмеримы с размером зазора и они взаимодействуют с обеими поверхностями трения. Если силы, действующие на абразивную частицу, достигают критических величин, превышающих предел ее прочности, то частица начинает дробиться (измельчаться). В результате дробления абразивных частиц до размеров меньших значения зазора и толщины масляной пленки, они теряют свою активность и нагрузка в паре трения передается через масляную пленку с равномерным распределением по номинальной площади контакта. В результате, в паре трения преобладает окислительное изнашивание.

Исходя из выше изложенного, можно предположить, что вероятность разрушения поверхностей абразивным  $\beta_a$  и окислительным  $\beta_o$  изнашиванием зависит от поступления и наличия на поверхности трения смазочного материала, так как основным транспортирующим средством абразивных частиц является масло.

## Impact Factor:

ISRA (India) = 4.971  
 ISI (Dubai, UAE) = 0.829  
 GIF (Australia) = 0.564  
 JIF = 1.500

SIS (USA) = 0.912  
 ПИИЦ (Russia) = 0.126  
 ESJI (KZ) = 8.716  
 SJIF (Morocco) = 5.667

ICV (Poland) = 6.630  
 PIF (India) = 1.940  
 IBI (India) = 4.260  
 OAJI (USA) = 0.350

Вероятность абразивного изнашивания зависит от времени активности частиц:

$$\beta_a = \frac{t_a}{T}, \quad (2)$$

здесь  $t_a$  – время активности абразивных частиц, ч;  
 $T$  – время работы узла или агрегата, ч.

Согласно [1] время активности абразивных частиц

$$t_a = \frac{\ln \varepsilon}{\omega \ln(1-A)}, \quad (3)$$

здесь  $\varepsilon$  – концентрация абразивных частиц в масле, %;

$\omega$  – угловая скорость,  $\text{с}^{-1}$ .

Для упрощения формулы (3) воспользуемся преобразованием:

$$A = \frac{n\pi r l d_a}{d_{cp}}, \quad (4)$$

Тогда из (2), (3) и (4) имеем

$$\beta_a = \frac{\ln \varepsilon}{T \omega \ln(1 - \frac{n\pi r l d_a}{d_{cp}})}. \quad (5)$$

Объем нормального поступления масла на поверхность трения  $q_n$ ,  $\text{мм}^3/\text{ч}$ , согласно [2] определяется

$$q_n = 0,5 \omega l d^2 q \psi, \quad (6)$$

здесь  $q$  – коэффициент истечения смазки;

$\psi$  – относительный зазор сопряжения;

$$\psi = \left\{ \frac{\omega d \mu [S_o]}{N} \right\}^{\frac{1}{2}}, \quad (7)$$

здесь  $\mu$  – динамическая вязкость масла, Пуаз;

$[S_o]$  – критическое значения Зоммерфельда [2]

Принимая во внимания (5), (6), (7) из (1) имеем

$$\beta_o = \frac{T q_{cp} \ln \left( 1 - \frac{n\pi r l d_a}{d_{cp}} \right) - 0,5 \ln \varepsilon l d^2 q \left[ \frac{\omega d \mu [S_o]}{N} \right]^{\frac{1}{2}}}{0,5 T \omega l d^2 q \left[ \frac{\omega d \mu [S_o]}{N} \right]^{\frac{1}{2}} \ln \left( 1 - \frac{n\pi r l d_a}{d_{cp}} \right)}. \quad (8)$$

В условиях трения без смазки или при граничной смазке проявляются усталостные изнашивания. В этом случае

$$\beta_y + \beta_a + \beta_o = 1. \quad (9)$$

Тогда, учитывая (1) имеем

$$\beta_y = 1 - \frac{q_{cp}}{q_n} = 1 - \frac{q_{cp}}{0,5 \omega l d^2 q \left[ \frac{\omega d \mu [S_o]}{N} \right]^{\frac{1}{2}}}. \quad (10)$$

Износ поверхностей трения  $U$  определяется из выражения

$$U = \beta_y U_y + \beta_a U_a + \beta_o U_o, \quad (11)$$

здесь  $U_y$ ,  $U_a$ ,  $U_o$  – износ поверхностей при соответственно усталостном, абразивном и окислительном изнашивании, мм.

Величины различных видов износа определяются с помощью известных формул

профессоров И.В.Крагельского [3], Б.М.Костецкого [4] и У.А.Икрамова [5].

Время разрушения поверхностей тем или иным видом изнашивания обозначим  $t_y$ ,  $t_a$ ,  $t_o$ , ч, тогда время работы узла  $T_p$  определяется:

$$T_p = t_y + t_a + t_o, \quad \text{ч}. \quad (12)$$

Вероятность усталостного  $\beta_y$ , абразивного  $\beta_a$  и окислительного  $\beta_o$  видов изнашивания определяется из выражений:

$$\beta_y = \frac{t_y}{T_p}; \quad \beta_a = \frac{t_a}{T_p}; \quad \beta_o = \frac{t_o}{T_p} \quad (13)$$

Продолжительность абразивного и окислительного изнашивания поверхностей зависит от чистоты масла, поступающего в зазор пары трения. Возможен случай, когда в зазор подшипников скольжения вместе с маслом проникают абразивные частицы, которые до дробления или внедрения их в одну из поверхностей проявляют активность в процессе изнашивания. В этом случае время активности абразивных частиц определяется как

$$t_a = \ln \varepsilon / \omega \ln \left( 1 - \frac{n\pi r l d_a}{V_\phi} \right), \quad (14)$$

здесь  $V_\phi = \frac{q_\phi}{n}$  – объем масла, расходуемый за один цикл,  $\text{мм}^3$ ;

$q_\phi$  – объем масла, фактически поступающего на поверхность трения,  $\text{мм}^3/\text{ч}$ ;

$n$  – число циклов нагружения, раз/ч.

Тогда

$$\beta_a = \frac{\ln \varepsilon}{T_p \omega \ln \left( 1 - \frac{n\pi r l d_a}{q_\phi} \right)}. \quad (15)$$

Если в процессе дробления возникают абразивные частицы, размеры которых не превышают размеры зазора и толщины масляной пленки, то эти частицы теряют свою активность и нагрузка в паре трения передается через масляную пленку с равномерным распределением по номинальной площади контакта. Тогда в паре происходит окислительное изнашивание.

Если же в паре трения имеется абразивная частица, размеры которой больше толщины масляной пленки, то в паре происходит не только окислительное, но и абразивное изнашивание.

В этом случае

$$\beta_a + \beta_o = \frac{q_\phi}{q_n}, \quad (16)$$

здесь  $q_n$  – расчетный объем масла, нормально (максимально) поступающего на поверхность трения,  $\text{мм}^3/\text{ч}$ . Воспользуемся формулами (6) и (7), тогда имеем

$$\beta_o = \frac{T_p q_\phi \ln \left( 1 - \frac{n\pi r l d_a}{d_\phi} \right) - 0,5 \ln \varepsilon l d^2 q \left[ \frac{\omega d \mu [S_o]}{N} \right]^{\frac{1}{2}}}{0,5 T_p \omega l d^2 q \left[ \frac{\omega d \mu [S_o]}{N} \right]^{\frac{1}{2}} \ln \left( 1 - \frac{n\pi r l d_a}{d_\phi} \right)}. \quad (17)$$

Имея в виду  $\beta_y + \beta_a + \beta_o = 1$  и учитывая (13) и (14) получим

## Impact Factor:

ISRA (India) = 4.971  
ISI (Dubai, UAE) = 0.829  
GIF (Australia) = 0.564  
JIF = 1.500

SIS (USA) = 0.912  
РИИЦ (Russia) = 0.126  
ESJI (KZ) = 8.716  
SJIF (Morocco) = 5.667

ICV (Poland) = 6.630  
PIF (India) = 1.940  
IBI (India) = 4.260  
OAJI (USA) = 0.350

$$\beta_y = 1 - \frac{q_\Phi}{q_n} = \frac{0,5\omega l d^2 q \left[ \frac{\omega d \mu [S_o]}{N} \right]^{\frac{1}{2}} - q_\Phi}{0,5\omega l d^2 q \left[ \frac{\omega d \mu [S_o]}{N} \right]^{\frac{1}{2}}} . \quad (18)$$

По результатам анализа и предварительных расчетов установлено значение предельного износа вала и подшипника скольжения ПМП, а также допустимые значения предельного зазора между ними. Предельное значение зазора определено с учетом перекоса солнечной шестерни, приводящего к проворачиванию втулок подшипников скольжения. Сравнивая полученные результаты расчета с величиной предельного зазора, можно определить срок службы подшипников скольжения, а также других деталей ПМП.

### Обозначения

$h_{кр}$  – толщина минимального слоя смазочного материала, мкм;

$h_{ш}$  и  $h_{в}$  – высота микронеровностей поверхностей шипа и подшипника, мкм;

$h_{п}$ ,  $h_{д}$  и  $h_{н}$  – величины, учитывающее соответственно перекося прогиба упругой линии вала по длине подшипника, отклонение от профиля продольного сечения шипа и вкладыша (бочкообразность, седлообразность, конусность), мкм;

$M$  – крутящий момент, передаваемый солнечной шестерней, Н·мм;

$L$  – расстояние между опорами, м;

$B$  – ширина зубчатого венца, м;

$C$  – удельная жесткость материала зубьев, Н/м<sup>2</sup>;

$d_a$  – диаметр окружности зубчатого кольца, м;

$\alpha_{он}$  – профильный угол производящей рейки в нормальном сечении, град;

$T$  – время работы узла или агрегата, ч;

$\varepsilon$  – концентрация абразивных частиц в масле, %;

$\omega$  – угловая скорость, рад/с;

$n$  – частота вращения, с<sup>-1</sup>;

$r$  – радиус вала, мм;

$l$  – длина подшипника, мм;

$\alpha$  – угол перекоса, град;

$U_{cp}$  – средняя величина износа втулки, мм;

$l'$  – расстояние от центра до наружного торца подшипника;

$l_1$  – расстояние от центра до внутреннего торца подшипника;

$l_2$  – расстояние от центра до середины подшипника

$d_a$  – диаметр абразива, мм;

$t_y$ ,  $t_a$ ,  $t_o$  – время разрушения поверхностей усталостным, абразивным или окислительным изнашиванием, ч;

$q$  – коэффициент истечения смазки;

$\psi$  – относительный зазор сопряжения;

$\mu$  – динамическая вязкость масла, Пуаз;

$[S_o]$  – критические значения Зоммерфельда;

$U$  – износ поверхностей трения, мм

$U_y$ ,  $U_a$ ,  $U_o$  – износ поверхностей соответственно при усталостном, абразивном и окислительном изнашивании, мм;

$V_\Phi = \frac{q_\Phi}{n}$  – объем масла, расходуемый за один цикл, мм<sup>3</sup>;

$q_\Phi$  – объем масла, фактически поступающего на поверхности трения, мм<sup>3</sup>/ч;

$n$  – число циклов нагружения, раз/ч;

$q_n$  – расчетный объем масла нормально (максимально) поступающего на поверхность трения, мм<sup>3</sup>/ч.

## Impact Factor:

ISRA (India) = 4.971	SIS (USA) = 0.912	ICV (Poland) = 6.630
ISI (Dubai, UAE) = 0.829	ПИИЦ (Russia) = 0.126	PIF (India) = 1.940
GIF (Australia) = 0.564	ESJI (KZ) = 8.716	IBI (India) = 4.260
JIF = 1.500	SJIF (Morocco) = 5.667	OAJI (USA) = 0.350

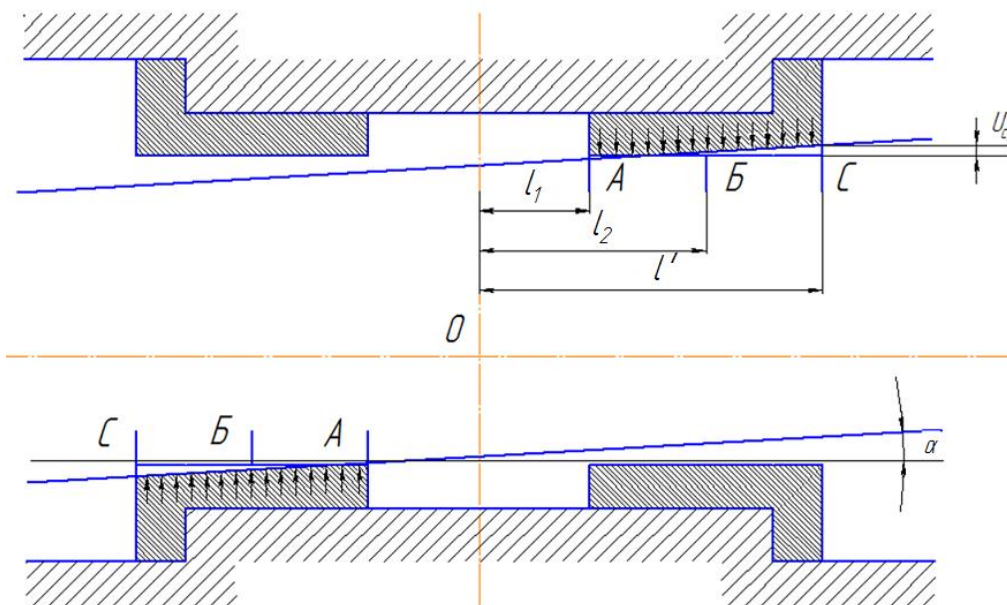


Рис. Моделирование вероятности перекоса солнечной шестерни:

$\alpha$  – угол перекоса, град;  $U_{cp}$  – средняя величина износа втулки, мм;

$l'$  – расстояние от центра до наружного торца подшипника;

$l_1$  – расстояние от центра до внутреннего торца подшипника;

$l_2$  – расстояние от центра до середины подшипника;

A, B, C – точки опор подшипника

## References:

1. Ikramov, U. (2002). *Tribonika (ishqalanish va yeyilish). Oliy o'quv yurtlari talabalari uchun darslik.* (p.336). Tashkent: O'zbekiston.
2. (1968). *Detali mashin. Pod red. Acherkana N.S. t.1.* (p.440). Moscow: Mashinostroenie.
3. Kragel'skiy, I.V., & Mikhin, N.M. (1984). *Uzly treniya mashin.* Moscow: Mashinostroenie.
4. (1976). *Poverkhnostnaya prochnost' materialov pri treniya.* Pod red. B.I.Kostetskogo. (p.292). Kiev: Tekhnika.
5. Ikramov, U.A., et al. (1975). *Povyshenie dolgovechnosti tsilindricheskikh detaley s neparallel'nymi osyami.* (p.82). Tashkent: Fan.
6. (2011). *Khodovaya sistema gusenichnogo traktora / E.S. Naumov, V.F. Platonov, V.M. Sharipov, Yu.S. Shchetinin, I.M. Eglit.* (p.64). Moscow: MGTU «MAMI».
7. (1978). *Gusenichnye transportery – tyagachi/ Pod red. V.F. Platonova.* (p.351). Moscow: Mashinostroenie.
8. (2010). *Traktory i avtomobili/ V.M. Sharipov, M.K. Biryukov, Yu.V. Dement'ev i dr.; Pod obshch. red. V.M. Sharipova.* (p.351). Moscow: Izdatel'skiy dom «Spektr».
9. (2000). *Traktory. Konstruktsiya/ I.P. Ksenevich, V.M. Sharipov, L.Kh. Arustamov i dr.; Pod obshch. red. I.P. Ksenevicha, V.M. Sharipova.* (p.821). Moscow: Mashinostroenie.
10. (2010). *Konstruktsii mnogotselevykh gusenichnykh i kolesnykh mashin/ G.I.Gladov, A.V. Vikhrov, S.V. Zaytsev i dr.; Pod red. G.I. Gladova.* (p.400). Moscow: Izdatel'skiy tsentr «Akademiya».
11. (2001). *Mnogotselevye gusenichnye mashiny: Konstruktsiya: Uchebnik dlya vuzov/ G.I. Gladov, A.V. Vikhrov, V.V. Kuvshinov; V.V. Pvllov; Pod red. G.I.Gladova.* (p.272). Moscow: Transport.