Наука и Образование
МГТУ им. Н.Э. Баумана
Сетевое научное издание
ISSN 1994-0408

Наука и Образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2014. № 12. С. 96–106.

DOI: **10.7463/1214.0747386**

Представлена в редакцию: 09.12.2014

© МГТУ им. Н.Э. Баумана

УДК 621.833.01 + 621.89

Учет пленкообразующих и демпфирующих свойств смазочных материалов при проектировании червячных передач

Поляков С. А.[1,*], Захаров М. Н.[1], Лычагин В. В.[1], Гончаров С. Ю.[1], Скобелев М. М.[1]

*serpol50@rambler.ru

[1]МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия

Предложено использовать в качестве одного из критериев работоспособности червячного редуктора зависимость изменения амплитуды колебаний вращающего момента на червячном валу редуктора в процессе роста тормозного (нагружающего) момента. Условием работоспособности редуктора при номинальном моменте является отсутствие колебаний вращающего момента с критическим значением амплитуды. Экспериментально показано, что при превышении нагружающим моментом номинального значения происходит резкое увеличение амплитуды колебаний вращающего момента. Показано, что применением смазочных материалов с пленкообразующими присадками можно добиться снижения амплитуды колебаний и повысить нагрузочную способность (номинальный момент) редуктора. Поэтому возможность увеличения нагрузочной способности и КПД редукторов путем применения модифицированных смазочных материалов должна учитываться при их проектировании.

Ключевые слова: червячная передача, КПД, смазочный материал, нагрузочная способность, долговечность

Введение

Проектирование червячных передач проводится, как правило, исходя из расчетов оновных геометрических размеров передачи, в первую очередь, межосевого расстояния. Последнее определяется в связи с критериями контактной выносливости и износостойкости, которые представляют собой выражения для допускаемых напряжений. Значения этих напряжений лимитируются, в основном, механическими свойствами материала червячного колеса [1]. При этом учет влияния качества смазочного материала может осуществляться через подбор коэффициентов, учитывающих эксплуатационные факторы [2]. В частности, использование синтетического масла позволяет в соответствии с [2] повысить значение номинального вращающего момента на тихоходном валу редуктора на 20% по сравнению с минеральным маслом при прочих равных условиях.

Однако при существующем разнообразии смазочных материалов, в том числе, минеральных масел с различными наборами присадок [3], использование данной поправки не позволяет адекватно оценить возможные изменения нагрузочной способности, а значит правильно оценить допускаемые напряжения и рассчитать межосевое расстояние.

Отметим, что среди предлагаемых сегодня смазочных материалов имеются материалы, смазочное действие которых не может быть описано только вязкостными свойствами, а требует учета противозадирных и противоизносных свойств [4], обусловленных модифицированием трущихся поверхностей [5]. Действие таких смазочных материалов может изменить характер взаимодействия червяка и червячного колеса за счет существенного снижения силы трения, что влияет не только на допускаемое напряжение для данного конструкционного материала, но и на ряд других показателей червячного сопряжения, в том числе, его амплитудно-частотные характеристики, определяющие область возникновения резонансных частот. В свою очередь, возникновение подобных частот может послужить причиной отказа в работе передачи, что необходимо учитывать в процессе ее проектирования [6].

В связи с указанными проблемами, которые не были решены в предшествующих работах, в данной работе была поставлена *цель* – рассмотреть возможные критерии работоспособности червячных передач в связи с влиянием на эти критерии свойств смазочных материалов, используемых в конкретном зацеплении.

Методические основы исследования.

Одним из важнейших критериев работоспособности червячных передач является соотношение действующего напряжения, определяемого из силового расчета, и допускаемого напряжения. На основе данного соотношения рассчитывается межосевое расстояние, в выражение для которого входит момент на тихоходном валу и коэффициент нагрузки, учитывающий такие факторы как динамичность нагрузки, концентрацию нагрузки и, в соответствии с [2] - вид смазочного материала, используемого в редукторе.

Для учета вида смазочного материала может быть определен номинальный тормозной (нагружающий) момент, допускаемый на тихоходном валу и определяемый как момент, соответствующий максимуму коэффициента полезного действия. Соответствие этих двух моментов подтверждается экспериментально [6]. По мере увеличения допускаемого момента, соответствующего максимуму КПД, может увеличиваться и допускаемое напряжение путем введения соответствующего коэффициента. Увеличение допускаемого момента можно также учесть, уменьшая коэффициент эксплуатации, как это рекомендовано в [2].

Однако при этом должно также учитываться влияние смазочного материала на коэффициент динамичности, который зависит от степени приработанности сопряжения и амплитудо-частотных характеристик редуктора в связи с возможностью возникновения резонанса [6], что приводит к потере работоспособности.

Оценка перечисленных показателей для случаев использования различных смазочных материалов проводились экспериментальным путем.

Для проведения испытаний был разработан стенд, в основу которого положена известная конструкция для оценки коэффициента полезного действия путем замера вращающих моментов на быстроходном и тихоходном валу редуктора и их сопоставления через передаточное число редуктора.

Испытания червячных редукторов проводились в три этапа, - первый ускоренный этап состоял в том, что пятно контакта на зубьях червячного колеса доводилось до состояния, когда его контурная площадь составляла не менее 60% от номинального значения. Это достигалось притиркой при сравнительно небольших нагрузках (не более 50% от номинальной нагрузки) с использованием обычного минерального масла. Второй этап позволял выявить максимальную кратковременную нагрузку и проводится с использованием механизма отрицательной обратной связи, однако рост нагрузки осуществляется не только при снижении силы трения, но и при отсутствии ее роста в течение времени, определяемого в соответствии с методикой ГОСТ 23.224-86. Кроме того, анализировалась зависимость колебаний силы трения от нагрузки. При существенном возрастании амплитуды колебаний силы трения дальнейшее нагружение приостанавливалось. На третьем этапе выявляются долговременные зависимости силы трения и интенсивности изнашивания от времени.

В качестве характеристики силы трения использовалось значение вращающего момента на электродвигателе, нагружение осуществлялось варьированием момента на тихоходном валу редуктора с помощью электромагнитного тормоза.

Результаты исследования

Графическая иллюстрация первичных экспериментальных данных, получаемых при проведении второго этапа испытаний, приводится на рис. 1.

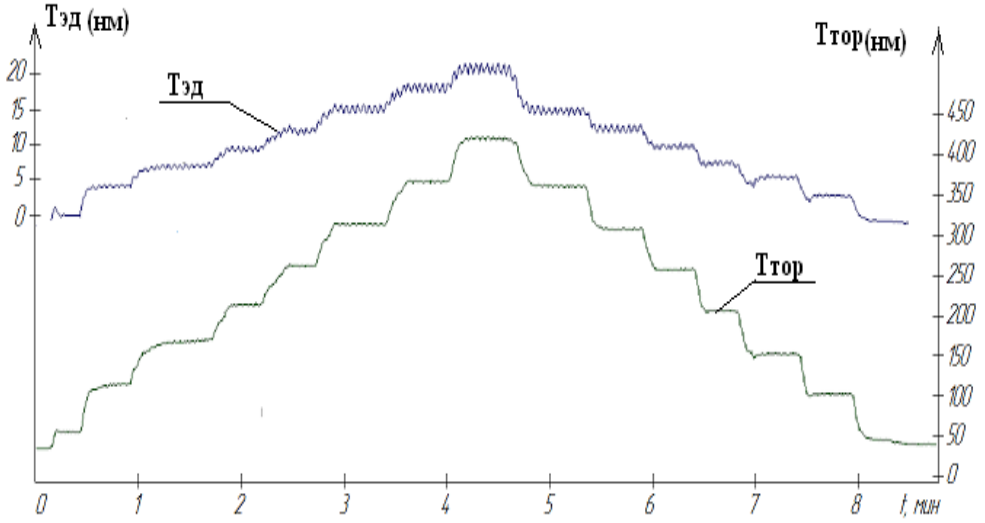

Рис. 1. Изменения моментов на быстроходном ($T_{ЭД}$) и тихоходном ($T_{ТОР}$) валах редуктора в процессе испытаний

Из рис.1 видно, что по мере увеличения вращающего момента T_{TOP} момент на валу электродвигателя не только возрастает, но и начинает совершать колебания, которые по амплитуде приближаются к размеру прироста момента $T_{ЭД}$ на последних стадиях нагружения, а период колебаний соответствуют времени взаимодействия червяка с одним зубом червячного колеса. Данное обстоятельство указывает на то, что рассматриваемые колебания являются автоколебаниями, возникающими в результате *фрикционного* взаимодействия червяка с зубом колеса. Поскольку жесткость тихоходного вала и нагружающего устройства достаточно велики, то нарастающее по силе фрикционное взаимодействие витка червяка и зуба колеса в направлении вращения быстроходного вала продолжается до тех пор, пока сила упругой деформации червячного вала, увеличивающаяся по мере роста деформации, не превысит силу трения. В этот момент начинается движение витка червяка под действием сил упругости в обгон зуба червячного колеса, что в силу нелинейности трения приводит к уменьшению вращающего момента на червячном валу. Данный режим работы является тяжелым для червячной пары и может привести к заеданию. Работу в этом режиме и отражает график колебаний вращающего момента в области максимального значения T_{TOP} на рис. 1. В соответствии с классификацией, данной в работе [7], подобную систему можно назвать системой с «отрицательным» трением, поскольку энергия колебаний возникает в результате фрикционного взаимодействия.

Для описания этих колебаний может быть использована схема, по которой разработана модель крутильных колебаний тихоходного вала редуктора, рассмотренная в [6]. В данной работе мы применим эту схему к быстроходному валу и упростим модель для наглядной иллюстрации природы возникновения крутильных колебаний в редукторе. Кроме того, должна быть изменена правая часть уравнения. В работе [7] угол закрутки червячного вала считается постоянным, а колебания рассматриваются как вынужденные. При этом правая часть уравнения описывает источник вынужденных колебаний, природа которого обусловлена выборкой зазоров, определяемых как размер полей допусков отдельных деталей. В нашем случае динамика автоколебаний определяется соотношением угловой скорости зуба червячного колеса $d\varphi_2/dt$ в направлении приложения окружной силы на червяке и угловой скорости движения витка червячного вала ω_0 в процессе совершения колебаний:

$$J_2 \frac{d^2\varphi_2}{dt^2} + K\frac{d\varphi_2}{dt} + C_f\varphi_2 = F(\omega_0 - \frac{d\varphi_2}{dt}). \quad (1)$$

Здесь φ_2 - угол поворота зуба червячного колеса в направлении приложения окружной силы на червяке; J_2 - приведенный момент инерции тихоходного вала; K - характеристический коэффициент, определяемый трением в контакте, или коэффициент демпфирования; C_f - жесткость зуба червячного колеса в направлении приложения окружной силы на червяке; F - функция изменения силы трения в связи с отношением угловой скорости червяка ω_0 и скорости поворота зуба червячного колеса $d\varphi_2/dt$.

Данная модель отличается тем, что она содержит, так называемое, «*отрицательное трение*» [7], которое может явиться причиной возникновения в данной динамической системе автоколебаний, близких к синусоидальным [7]. Данный вид колебаний наблюдался в эксперименте, проводившемся авторами на редукторе *5Ч80*.

Сходство уравнения (1) и уравнения модели [6] носят формальный характер, поскольку правые части уравнений принципиально отличаются. В правой части уравнения (1) используется нелинейная форма зависимости силы трения от скорости относительного скольжения. При малых значениях скорости скольжения, как это происходит в первую половину периода колебаний, сила трения значительно больше, чем сила упругости, поэтому окружная сила на червяке нарастает. Превышение силой упругости силы трения приводит к ускорению червяка, существенному увеличению скорости относительного скольжения и падению силы трения.

Иначе говоря, $F(\omega_0 - d\varphi_2/dt)$ при $d\varphi_2/dt = \omega_0$ соответствует $F = F_{max}$, а при $d\varphi_2/dt \ll \omega_0$ (когда скорость относительного скольжения максимальна) $F = F_{min}$. Соответственно, F_{max} соответствует максимальному за один период колебаний значению вращающего момента на валу электродвигателя, а F_{min} – минимальному.

Решение уравнения (1) по методике [7] имеет вид

$$\varphi_2(t) = CT_{ЭД}(t) = Acos(vt) + z(A,t),$$

где $A = k(F_{max} - F_{min})$, k – коэффициент пропорциональности; v - константа, характеризующая частоту колебаний.

Не смотря на разницу в физическом содержании уравнения (1) и модели [6], некоторое сходство уравнений можно использовать. Суть аналогии состоит в том, что рост тормозного момента можно ассоциировать с увеличением момента инерции J_2. Это позволяет их сравнивать и использовать полученные в [6] результаты.

С ростом J_2 происходит сдвиг резонансной области в сторону снижения частоты оборотов, приводящей к резонансу. В нашем случае это проявляется в увеличении амплитуды колебаний с ростом нагрузки.

Характер возрастания амплитуды у разных масел разный. При этом важно учитывать изменение демпфирующего эффекта для разных смазочных материалов. На рис. 2 показана зависимость относительной амплитуды колебаний вращающего момента на электродвигателе от тормозного момента для варианта синтетического смазочного материала. Значение относительной амплитуды $\Delta T_{ЭД}$ определялось как отношение абсолютной величины амплитуды колебаний момента на валу электродвигателя к приросту этого момента на данной ступени нагружения.

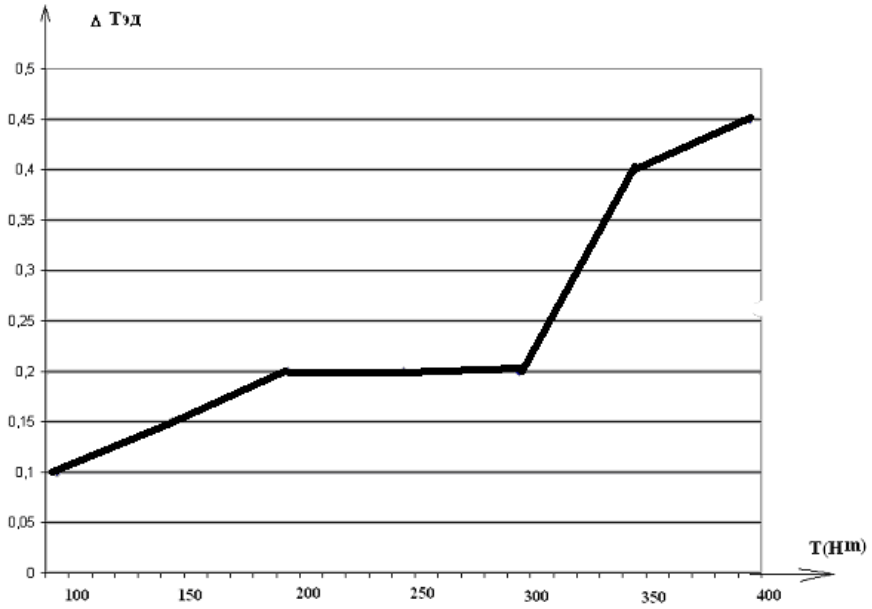

Рис. 2. Зависимость относительной амплитуды $\Delta T_{ЭД}$ колебаний от тормозного момента T

Наиболее существенным эффектом, наблюдаемом на рис. 2, следует признать значительное увеличение относительной амплитуды колебаний момента на валу электродвигателя после превышения критического значения тормозного момента. Объяснение данного явления состоит в том, что нарастающая по мере роста тормозного момента сила трения становится соизмерима с силой, возникающей в результате упругой деформации $C_f\varphi$, что приводит к нелинейным эффектам – существенному уменьшению силы трения после срыва зацепления из фрикционного торможения червяка на зубе червячного колеса. Значение тормозного момента, при котором происходит скачок амплитуды колебаний момента на валу электродвигателя, соответствует тормозному моменту, при котором коэффициент полезного действия достигает максимума, как это видно из рис. 3.

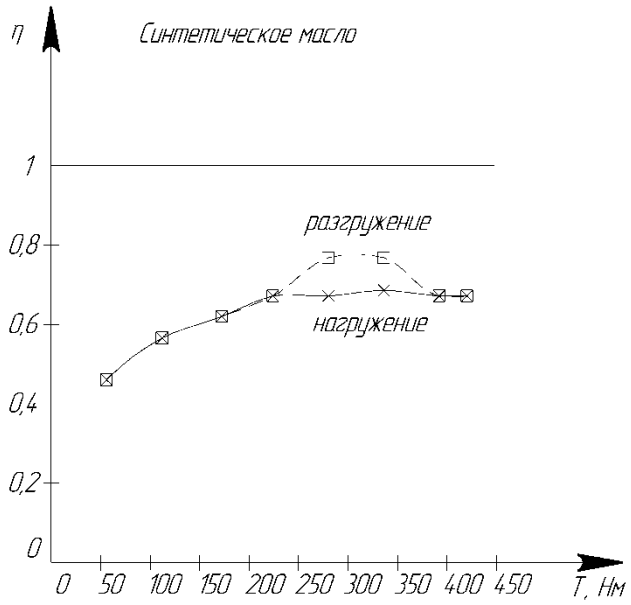

Рис. 3. Зависимость КПД η от тормозного момента T для синтетического масла

Наибольшее демпфирование проявляется при смазывании зацепления маслом с добавкой «Стрибойл». Это связано с процессами пленкообразования на контакте. Мягкая пленка ведет к росту фактической площади контакта (ФПК), как это следует из известной формулы [8]

$$A_r = {}^{N}/_{HB},$$

где A_r – фактическая площадь контакта, N - нормальная нагрузка, HB – твердость.

Рост ФПК за счет процесса пленкообразования снижает фактические напряжения при одинаковой нагрузке [9], соответственно это позволяет увеличить допускаемое напряжение и номинальный нагружающий момент. Считая номинальный момент соответствующим максимуму КПД и резкому возрастанию амплитуды колебаний, отметим, что введение добавок, в частности добавки «Стрибойл», смещает область экстремального изменения КПД и амплитуды колебаний в сторону роста соответствующего тормозного момента, то есть приводит к увеличению номинального момента.

Таблица 1. Показатели работоспособности редуктора, полученные при его испытаниях с различными смазочными материалами

Показатели работоспособности редуктора	**Минеральное масло ТМ 5-18 с присадками производства ООО «Пушкинский завод»**	**Синтетическое масло ТМ 5-18 с присадками производства ООО «Татнефть Нижнекамскнефтехим»**	**Минеральное масло ТМ5-18 с присадками производства «Пушкинский завод» + Стрибойл»**
Значения моментов на тихоходном валу $T_{тор}$ (Нм), соответствующие экстремумам коэффициента полезного действия	270	320	340
Значения моментов на тихоходном валу $T_{тор}$ (Нм), соответствующие скачку амплитуды колебаний момента на валу электродвигателя Тэд	270	320	340
Максимальное значение КПД η (%)	65	78	86

Заключение

В заключении, можно сделать следующие выводы, которые, по мнению авторов, обладают научной новизной.

Важным критерием работоспособности червячного редуктора является характер изменения амплитуды колебаний вращающего момента на червячном валу редуктора под воздействием роста тормозного момента, когда критическое увеличение амплитуды колебаний наступает при значениях тормозного момента, превышающих номинальный.

По своей природе колебания вращающего момента на валу электродвигателя являются автоколебаниями в системе с «отрицательным трением».

Значения тормозного момента, при котором происходит резкое нарастание амплитуды колебаний, приводящих к потере работоспособности, соответствуют номинальному моменту для данного редуктора или, что эквивалентно, тормозному моменту, соответствующему максимуму КПД.

Разные смазочные материалы по разному влияют на формирование автоколебаний, наиболее эффективное демпфирование происходит при использовании масла с добавкой «Стрибойл».

Причиной падения КПД при превышении номинального момента является существенное увеличение потерь энергии на генерирование колебаний с «отрицательным трением» в особенности при приближении к области резонанса.

Учет характера демпфирования колебаний с разными смазочными материалами позволяет повысить допускаемые напряжения, поскольку при большем демпфировании увеличивается значение тормозного момента, соответствующего максимуму КПД.

Увеличение допускаемого напряжения при использовании добавок к маслам обусловлено процессами пленкообразования, увеличивающими фактическую площади контакта, которая увеличивает свою долю от номинальной площади контакта, определяемой по формуле Герца.

Список литературы

1. Часовников Л.Д. Передачи зацеплением (зубчатые и червячные). 2-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1969. 486 с.
2. Фомин М.В. Червячные передачи // Справочник. Инженерный журнал. Приложение. 2011. № 4. С. 1-24.
3. Киселев Б.Р., Замятина Н.И., Годлевский В.А. Оценка задиростойкости червячной пары при использовании трибоактивных присадок // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2013. № 10. С. 15-19.
4. Силин Л.В., Альшиц И.А., Карасик И.И. Оптимизация режима приработки антифрикционных материалов // Вестник машиностроения. 1974. № 12. С. 39-40.
5. Поляков С.А., Лычагин В.В., Гончаров С.Ю. Повышение несущей способности сопряжений скольжения путем оптимизации режима приработки и введения модифицированных смазочных материалов // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2012. № 7. С. 20-25.

6. Андриенко Л.А., Вязников В.А. Выбор из каталогов червячных редукторов в привод с большой инерционной массой // Известия вузов. Машиностроение. 2012. № 9. С. 18-22.
7. Андронов А.А., Витт А.А., Хайкин С.Э. Теория колебаний. М.: Наука, 1981. 568 с.
8. Дроздов Ю.Н., Юдин В.Г., Белов А.И. Прикладная трибология (трение, износ, смазка) / под ред. Ю.Н. Дроздова. М.: «Эко-Пресс», 2010. 604 с.
9. Поляков С.А., Куксенова Л.И., Лычагин В.В., Гончаров С.Ю. Методические основы подбора сочетаний конструкционных и смазочных материалов для узлов, работающих в условиях трения скольжения // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2013. № 8. С. 29-36.

Science & Education of the Bauman MSTU
Electronic journal
ISSN 1994-0408

Science and Education of the Bauman MSTU, 2014, no. 12, pp. 96–106.

DOI: **10.7463/1214.0747386**

Received: 09.12.2014

© Bauman Moscow State Technical Unversity

Accounting for Film-Forming and Damping Properties of Lubricants in Worm Gear Design

S.A. Polyakov[1,*], M.N. Zakharov[1], V.V. Lychagin[1], S. Yu. Goncharov[1], M.M. Skobelev[1]

*serpol50@rambler.ru

[1]Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia

Keywords: worm gear, efficiency, lubricant load capacity, durability

The paper offers to use a curve of changing vibration amplitude of the rotating moment on the worm shaft of reducer in the process of growing brake (loading) moment as one of criteria of the worm reducer operability. A condition of reducer operability at the nominal moment is lack of vibrations of the rotating moment with a critical value of amplitude.

It is shown that vibrations of rotating moment on a shaft of the electric engine, by their nature, are self-vibrations in the system with "negative friction". Values of the brake moment at which there is a sharp increase of vibration amplitude leading to operability loss correspond to the nominal moment for this reducer or to the brake moment, corresponding to the maximum efficiency. It is shown that different lubricants differently influence on the generation of self-vibrations. The most efficient damping occurs when using oil with the additive "Striboil", and the reason of falling efficiency at the excess of the nominal moment is essentially increased energy losses at generation of vibrations with "negative friction", especially when approaching to the resonance area. Thus, taking into account a nature of damping vibrations, with using different lubricants, allows us to increase the permissible tension since the more is a damping value the more is a brake moment corresponding to the maximum efficiency. It is noted that, when using the additives to oils, a growth of the permissible tension is caused by the processes of film formation increasing the real contact area, which increases its share of the nominal contact area determined by the Hertz formula.

References

1. Chasovnikov L.D. *Peredachi zatsepleniem (zubchatye i chervyachnye)* [Transmission by gearing (gear and worm gear)]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1969. 486 p. (in Russian).
2. Fomin M.V. Worm gears. *Spravochnik. Inzhenernyy zhurnal. Prilozhenie = Handbook. An Engineering journal. Appendix*, 2011, no. 4, pp. 1-24. (in Russian).

3. Kiselev B.R., Zamyatina N.I., Godlevskiy V.A. Evaluation of worm gearscouple score-resistance by means of tribo-active additives application. *Trenie i smazka v mashinakh i mekhanizmakh = Friction and lubrication in machines and mechanisms*, 2013, no. 10, pp. 15-19. (in Russian).
4. Silin L.V., Al'shits I.A., Karasik I.I. Optimization of running-in operations of anti-friction materials. *Vestnik mashinostroeniya*, 1974, no. 12, pp. 39-40. (in Russian).
5. Polyakov S.A., Lychagin V.V., Goncharov S.Yu. Increasing of carrying capacity of sliding connections by optimization of running-in operation and introduction of the modified lubricants. *Trenie i smazka v mashinakh i mekhanizmakh = Friction and lubrication in machines and mechanisms*, 2012, no. 7, pp. 20-25. (in Russian).
6. Andrienko L.A., Vyaznikov V.A. Choice from catalogues of worm reducers in drive with big inertial weight. *Izvestiia vysshikh uchebnykh zavedenii. Mashinostroenie = Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building*, 2012, no. 9, pp. 18-22. (in Russian).
7. Andronov A.A., Vitt A.A., Khaykin S.E. *Teoriya kolebaniy* [Oscillation theory]. Moscow, Nauka Publ., 1981. 568 p. (in Russian).
8. Drozdov Yu.N., Yudin V.G., Belov A.I. *Prikladnaya tribologiya (trenie, iznos, smazka)* [Applied tribology (friction, wear, lubrication)]. Moscow, Eko-Press, 2010. 604 p. (in Russian).
9. Polyakov S.A., Kuksenova L.I., Lychagin V.V., Goncharov S.Yu. Methodological principles of combination matching of the constructional materials and lubricants for units operating under sliding friction conditions. *Trenie i smazka v mashinakh i mekhanizmakh*, 2013, no. 8, pp. 29-36. (in Russian).