

УДК 631.353.722:621.9.02

ОБОСНОВАНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ЦЕНТРОБЕЖНОГО ОЧИСТИТЕЛЯ МАСЛА В РЕЖУЩИХ АППАРАТАХ МЕЛИОРАТИВНЫХ МНОГОРОТОРНЫХ КОСИЛОК

Е. И. МАЖУГИН, А. Л. БОРИСОВ

УО «Белорусская государственная сельскохозяйственная академия»,
г. Горки, Республика Беларусь, 213407, e-mail:Barus83@mail.ru

(Поступила в редакцию 03.10.2018)

В режущих аппаратах мелиоративных многороторных косилок наибольшее распространение получил привод роторов, осуществляемый посредством шестерен. Для смазывания зубчатых передач применяются различные смазывающие жидкости и пластичные смазки. В режущих аппаратах мелиоративных многороторных косилок для смазывания шестерен применяется смесь трансмиссионного масла ТЭп-15 и смазки общего назначения солидол Ж в равных долях [2, 3].

Основной причиной преждевременного изнашивания шестерен режущего аппарата мелиоративной многороторной косилки является наличие механических примесей в масле режущего аппарата. Для очистки масла в режущем аппарате многороторной мелиоративной косилки от частиц механических примесей с целью снижения скорости изнашивания зубьев шестерен и повышения эффективности функционирования режущего аппарата, авторами предлагается запатентованная конструкция центробежного очистителя, которая представляет собой шестерню, в полости которой закреплена цилиндрическая вставка.

В статье приведены необходимость и результаты теоретического обоснования геометрических параметров центробежного очистителя масла в режущих аппаратах мелиоративных многороторных косилок. Теоретически обоснованы следующие геометрические параметры: ширина кольцевой щели для выхода масла, диаметр отверстий для входа масла и угол наклона отверстий для входа масла. Полученные результаты необходимы при проведении экспериментальных исследований процесса центробежной очистки масла в лабораторных условиях, а также при производственных испытаниях.

Ключевые слова: режущий аппарат, многороторная косилка, центробежная очистка, шестерня.

In the cutting apparatus of multi-rotor ameliorative mowers, the gear drive of rotors is most widely used. For gears lubrication, various lubricating fluids and greases are used. In cutting devices of reclamation multi-rotor mowers, they use a mixture of transmission oil ТЭп-15 and general purpose grease Solid oil Zh in equal parts for lubricating gears.

The main reason for premature wear of the gears of cutting unit of ameliorative multi-rotor mower is the presence of mechanical impurities in the cutting unit oil. To clean the oil in the cutting apparatus of a multi-rotor ameliorative mower from particles of mechanical impurities in order to reduce the wear rate of gear teeth and increase the efficiency of the cutting apparatus, the authors propose a patented design of a centrifugal cleaner: a gear, in the cavity of which a cylindrical insert is fixed.

The article presents the necessity and results of theoretical substantiation of geometrical parameters of centrifugal oil purifier in the cutting apparatus of reclamation multi-rotor mowers. We have theoretically substantiated the following geometrical parameters: the width of the annular slit for oil exit, the diameter and the angle of inclination of oil inlet holes. The obtained results are necessary when conducting experimental studies of the process of centrifugal oil purification in laboratory conditions, as well as during production tests.

Key words: cutting apparatus, multi-rotor mower, centrifugal cleaning, gear.

Введение

В режущих аппаратах мелиоративных многороторных косилок наибольшее распространение получил привод роторов, осуществляемый посредством шестерен [1]. В режущих аппаратах мелиоративных многороторных косилок для смазывания шестерен применяется смесь трансмиссионного масла ТЭп-15 и смазки общего назначения солидол Ж в равных долях [2].

Основной причиной преждевременного изнашивания шестерен режущего аппарата мелиоративной многороторной косилки является наличие механических примесей в масле режущего аппарата. Для очистки масла в режущем аппарате многороторной мелиоративной косилки авторами предлагается запатентованная конструкция центробежного очистителя, которая представляет собой шестерню, в полости которой закреплена цилиндрическая вставка.

Предлагаемая конструкция очистителя представляет собой цилиндрическую вставку 1. Цилиндрическая вставка закреплена в полости шестерни 3, которая приводит во вращение крайний ротор, если считать от начала привода режущего аппарата косилки [4, 5].

При вращении шестерни 3 часть масла с механическими примесями попадает внутрь цилиндрической вставки 1. В цилиндрической вставке, маслу, за счет сил вязкостного трения, сообщается вращательное движение, и под действием центробежных сил частицы механических

примесей отбрасываются к стенке цилиндрической вставки и оседают на ней. Для поступления масла внутрь цилиндрической вставки, между ступицей шестерни и торцом вставки выполнена кольцевая щель для выхода масла 2, через которую масло выходит из цилиндрической вставки 1, освобождая место для поступления нового масла [4, 5, 6] (рис. 1).

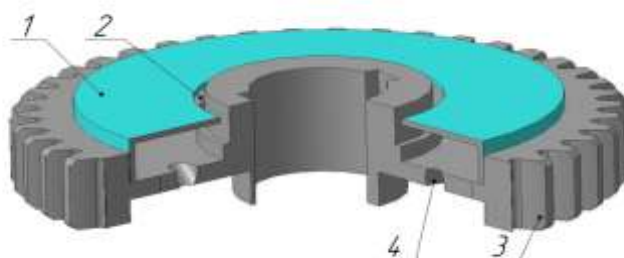


Рис. 1. Предлагаемая конструкция центробежного очистителя

1 – цилиндрическая вставка; 2 – кольцевая щель для выхода масла; 3 – шестерня; 4 – отверстие для входа масла

Также в диске шестерни 3 выполнены четыре отверстия 4 для нагнетания масла в полость цилиндрической вставки, расположенные между собой под углом 90° [4, 5, 7]. Отверстия для входа масла выполнены в диске под углом, направленным противоположно направлению вращения шестерни.

Информация по очистке смеси трансмиссионного масла и пластичной смазки в литературе не встречается.

При исследованиях применялся метод теоретического анализа геометрических параметров очистителя, а также метод логического анализа.

Целью исследований является создание методики расчета, позволяющей обосновать оптимальные геометрические параметры очистителя масла.

Основная часть

Основными конструктивными параметрами разработанной конструкции, влияющими на *степень очистки масла от механических примесей* являются: высота рабочей камеры цилиндрической вставки H_k ; радиус внутренней поверхности цилиндрической вставки R_k ; ширина кольцевой щели для выхода масла $b_{щ}$; диаметр отверстий для входа масла d_o и угол наклона отверстий для входа масла α . Перечисленные параметры показаны на рис. 2.

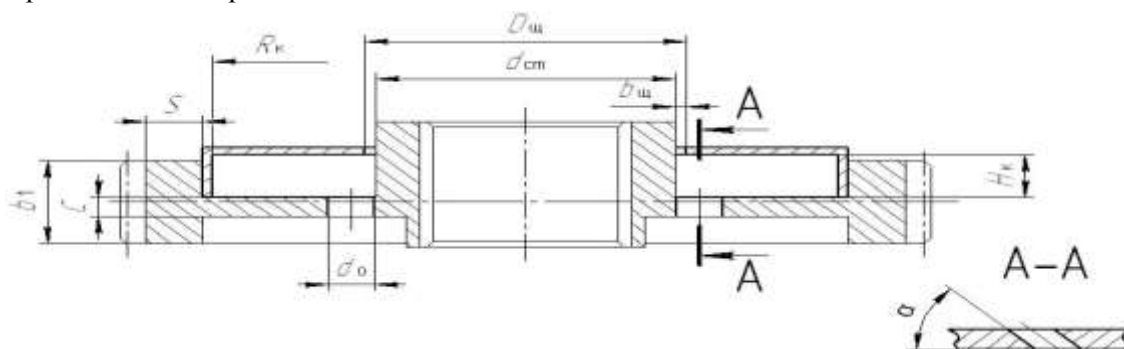


Рис. 2. Схема конструктивных параметров шестерни, в полости которой закреплена цилиндрическая вставка

Кроме конструктивных параметров, влияющих на процесс очистки масла, на рис. 2 обозначены параметры шестерни, которые характеризуют ее прочностные свойства и от которых напрямую зависят конструктивные параметры, влияющие на процесс очистки масла: толщина диска шестерни S , диаметр ступицы шестерни $d_{ст}$, толщина обода шестерни S , ширина венца цилиндрической шестерни b_1 , наружный диаметр кольцевой щели для выхода масла $D_{щ}$.

Условие осаждения частицы механических примесей в полости цилиндрической вставки можно представить в следующем виде:

$$T_o \leq T_{пр}, \quad (1)$$

где T_o – время осаждения, с; $T_{пр}$ – время пребывания масла в полости цилиндрической вставки, с.

Время пребывания масла в полости цилиндрической вставки можно определить по следующей зависимости:

$$T_{\text{пр}} = \frac{H_{\text{к}} \cdot A}{Q}, \quad (2)$$

где $H_{\text{к}}$ – высота рабочей камеры цилиндрической вставки, м; A – площадь поперечного сечения потока масла, м²; Q – объемный расход масла через полость вставки, м³/с.

Из анализа зависимостей (1) и (2) видно, что для улучшения условия осаждения частицы механических примесей в полости цилиндрической вставки, необходимо стремиться к увеличению величины $H_{\text{к}}$. Однако увеличение $H_{\text{к}}$ в верхнюю свою часть, ограничено внутренней стенкой крышки режущего аппарата мелиоративной многоаторной косилки.

Увеличение $H_{\text{к}}$ в нижнюю свою часть ограничено минимальным допустимым значением толщины диска шестерни C (рис. 2.). Минимальное допустимое значение толщины диска шестерни можно определить из условия прочности на срез:

$$C \geq \frac{2 \cdot T_{\text{кр}}}{\tau_{\text{ср}} \cdot d_1 \cdot \pi \cdot d_{\text{оп}}}, \quad (3)$$

где C – толщина диска шестерни, м; $T_{\text{кр}}$ – крутящий момент на шестерне, Н·м; $[\tau]_{\text{ср}}$ – допускаемое напряжение на срез материала шестерни, Н/м²; d_1 – делительный диаметр шестерни, м; $d_{\text{оп}}$ – диаметр диска в опасном сечении, м.

Кроме этого, необходимо учитывать, что увеличение $H_{\text{к}}$ в нижнюю свою часть ниже оси симметрии шестерни, может привести к образованию эксцентриситета e (рис. 3), что в свою очередь приведет к дополнительной нагрузке на диск шестерни 1 и обод шестерни 2 от радиальной силы $F_{\text{рад}}$, действующей в зубчатом зацеплении.

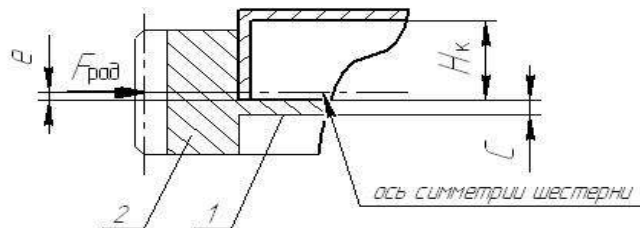


Рис. 3. Схема, поясняющая возникновение дополнительной нагрузки на диск и обод шестерни от радиальной силы $F_{\text{рад}}$
1 – диск шестерни; 2 – обод шестерни

Для увеличения центробежной силы $F_{\text{ц}}$, действующей на взвешенную частицу, вращающуюся с жидкостью в центробежном поле, радиус внутренней поверхности цилиндрической вставки $R_{\text{к}}$, (рис. 2.), следует принимать большего значения. Однако увеличение радиуса внутренней поверхности цилиндрической вставки $R_{\text{к}}$ ограничено минимальной допустимой толщиной обода шестерни S .

Радиус внутренней поверхности цилиндрической вставки $R_{\text{к}}$ можно определить по следующей зависимости:

$$R_{\text{к}} = d_{\text{ф1}} - S, \quad (4)$$

где $d_{\text{ф1}}$ – диаметр окружности впадин зубьев цилиндрической шестерни, м.

Толщину обода шестерни можно определить по формуле [8]:

$$S = 2,2 \cdot m + 0,05 \cdot b_1, \quad (5)$$

где m – модуль зубчатого зацепления, м.

В данном случае толщиной материала, из которого изготовлена цилиндрическая вставка, можно пренебречь ввиду ее малой величины по отношению к величине радиуса внутренней поверхности цилиндрической вставки $R_{\text{к}}$.

Важнейшими элементами конструкции шестерни, в полости которой закреплена цилиндрическая вставка, являются отверстия для входа масла в полость цилиндрической вставки, т. е. зону очистки.

Для облегчения зубчатых колес в диске рекомендуется выполнять отверстия в количестве, равном четырем [8]. На основании этого принято количество отверстий для входа масла в полость цилиндрической вставки равное четырем.

Минимальный диаметр отверстий для входа масла в полость цилиндрической вставки примем равным толщине диска шестерни. Уменьшение диаметра отверстий для входа масла относительно толщины диска шестерни значительно затруднит попадание масла в полость цилиндрической вставки для последующей его очистки.

Минимальный диаметр отверстий в диске для облегчения зубчатых колес рекомендуется принимать равным 15 мм [9]. При дальнейшем исследовании примем максимальное значение

диаметра отверстий для входа масла в полость цилиндрической вставки равным 15 мм. При этом учитывается, что увеличение диаметра отверстий для входа масла, снижает время пребывания масла в полости цилиндрической вставки.

При обосновании оптимального угла наклона отверстий для входа масла необходимо рассмотреть силы, действующие на частицу механических примесей при прохождении ей внутри отверстия для входа масла из режущего аппарата в полость цилиндрической вставки, т. е. зону очистки.

Для того чтобы частицы механических примесей беспрепятственно попадали в полость цилиндрической вставки, необходимо чтобы сумма сил, действующих на частицу с положительным знаком относительно оси X , была больше суммы сил, действующих на частицу с отрицательным знаком относительно оси X . Это можно записать следующим выражением:

$$F_{ц} \cdot \cos \alpha + F_a \cdot \cos \alpha - F_{тр} - F_c - F_T \cdot \cos \alpha > 0, \quad (6)$$

где $F_{ц}$ – центробежная сила, действующая на частицу механических примесей, Н; F_a – Архимедова сила, действующая на частицу механических примесей, Н; $F_{тр}$ – сила трения частицы механической примеси о внутреннюю стенку отверстия для входа масла, Н; F_c – сила сопротивления жидкой среды, Н; F_T – сила тяжести, Н.

Однако основная часть частиц механических примесей будет двигаться в потоке масла и не касаться внутренней стенки отверстия для входа масла, поэтому в расчетах силой трения $F_{тр}$, а соответственно и нормальной силой F_n , стоит пренебречь.

С учетом выше сказанного, выразим из выражения (6) косинус угла наклона отверстий для входа масла:

$$\cos \alpha > \frac{F_c}{F_{ц} + F_a - F_T}. \quad (7)$$

Подставив в формулу (7) вместо соответствующих сил формулы для определения этих сил и проделав математические преобразования, получим формулу для нахождения косинуса угла наклона отверстий для входа масла, а соответственно, и самого угла наклона отверстий для входа масла α :

$$\cos \alpha > \frac{0,3925 \cdot \xi \cdot \rho_2 \cdot d^2 \cdot \nu_0^2}{0,523 \cdot \rho_1 \cdot r \cdot \omega^2 + 5,13 \cdot d^2 \cdot (\rho_2 \cdot d - \rho_1 + \rho_2)}, \quad (8)$$

где ξ – коэффициент сопротивления жидкой среды; ρ_2 – плотность жидкости, кг/м^3 ; d – диаметр частицы механических примесей, м; ρ_1 – плотность частицы механических примесей, кг/м^3 ; r – радиус вращения, м; ω – угловая скорость вращения шестерни, в полости которой закреплена цилиндрическая вставка, рад/с.

Подставив в формулу (8) численные значения входящих в нее величин различного порядка, получим, что значение угла наклона отверстий для входа масла должно находиться в пределе от 30° до 60°.

Для нормальной работы шестерни, в полости которой закреплена цилиндрическая вставка, необходимо, чтобы количество поступившего масла в полость цилиндрической вставки для очистки равнялось количеству масла выведенного из полости цилиндрической вставки после очистки.

Этого можно достичь, приравняв суммарную площадь всех отверстий для входа масла и площадь кольцевой щели для выхода масла:

$$A_{вх} = A_{вых}, \quad (9)$$

где $A_{вх}$ – суммарная площадь всех отверстий для входа масла, м^2 ; $A_{вых}$ – площадь кольцевой щели для выхода масла, м^2 .

Так как отверстия для входа масла выполнены под углом α к диску шестерни, то их форма будет выглядеть в виде эллипса.

Суммарную площадь всех отверстий для входа масла определим согласно их формы и количества:

$$A_{вх} = \pi \cdot \frac{d_o}{2} \cdot \frac{d_o}{2 \cdot \cos \alpha} \cdot z = \frac{\pi \cdot d_o^2}{4 \cdot \cos \alpha} \cdot z, \quad (10)$$

где z – количество отверстий для входа масла, штук.

Из рис. 2. видно, что значение ширины кольцевой щели для выхода масла $b_{щ}$ можно определить по формуле:

$$b_{щ} = \frac{D_{щ} - d_{ст}}{2}, \quad (11)$$

где $D_{щ}$ – наружный диаметр кольцевой щели для выхода масла, м; $d_{ст}$ – диаметр ступицы шестерни, м.

Тогда площадь кольцевой щели для выхода масла определим как:

$$A_{\text{вых}} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_{\text{щ}}^2 - d_{\text{ст}}^2). \quad (12)$$

Выразив из формулы (12) наружный диаметр кольцевой щели для выхода масла $D_{\text{щ}}$, а также с учетом формул (9–11), путем математических преобразований получим формулу для нахождения ширины кольцевой щели для выхода масла в зависимости от диаметра отверстий для входа масла и диаметра ступицы шестерни:

$$b_{\text{щ}} = \frac{\sqrt{\frac{d_o^2 \cdot z}{\cos \alpha} + d_{\text{ст}}^2} - d_{\text{ст}}}{2}. \quad (13)$$

Подставив в формулу (13) численные значения входящих в нее переменных величин различного порядка, получим, что значение ширины кольцевой щели для выхода масла находится в пределах от 0,8 мм до 3,5 мм.

На основании теоретического анализа процесса центробежной очистки масла и с учетом особенностей конструкции шестерни, в полости которой закреплена цилиндрическая вставка, получены зависимости, позволяющие определить конструктивные параметры шестерни, в полости которой закреплена цилиндрическая вставка.

Заключение

В результате аналитических исследований получены соотношения, связывающие между собой параметры шестерни, характеризующие ее прочностные свойства, с конструктивными параметрами шестерни, в полости которой закреплена цилиндрическая вставка, влияющими на *степень очистки масла от механических примесей*.

Установлено, что угол наклона отверстий для входа масла находится в пределе от 30 ° до 60 °, диаметр отверстий для входа масла в полость цилиндрической вставки принят от 7 мм до 15 мм, нижняя граница ширина кольцевой щели для выхода масла равняется 0,8 мм, а верхняя граница 3,5 мм.

ЛИТЕРАТУРА

1. Борисов, А. Л. Анализ конструкций приводов роторов мелиоративных и дорожных косилок / А. Л. Борисов // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии: материалы междунар. науч. – технич. конф., Могилёв, 21–22 апреля 2011 г.: в 2 ч. / ГУ ВПО Белорус.-Рос. ун-т; редкол.: И. С. Сазонов [и др.]. – Могилёв, 2011. – Ч. 2. – С. 5.
2. Косилка откосов каналов К-78М. Руководство по эксплуатации. – Минск. 2008. – 44 с.
3. Косилка ротационная навесная АС-1. Руководство по эксплуатации. – Минск. 2007. – 38 с.
4. Режущий аппарат роторной косилки: пат. 6876 Респ. Беларусь, МПК А01D 34/00 / Е. И. Мажугин, А. Л. Борисов, С. Г. Рубец; заявитель Белорус. гос. с-х. академия. № и 20100403; заявл. 23. 04. 10; опубл. 30. 12. 10 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2010. – №.6 – С. 145.
5. Режущий аппарат роторной косилки: пат. 8949 Респ. Беларусь, МПК А01D 34/00 / Е. И. Мажугин, А. Л. Борисов, С. Г. Рубец; заявитель Белорус. гос. с-х. академия. № и 20120270; заявл. 02. 11. 12; опубл. 30. 06. 12 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2013. – №.1 – С. 145.
6. Инновационные разработки УО «Белорусская государственная сельскохозяйственная академия» / сост.: П. А. Саскевич, Ю. Л. Тибец. – Горки: БГСХА, 2017. – 241 с.
7. Борисов, А. Л. Очистка масла в режущем аппарате мелиоративной многороторной косилки / А. Л. Борисов // Техническое и кадровое обеспечение инновационных технологий в сельском хозяйстве: материалы Междунар. науч. – практич. конф., Минск, 23–24 октября 2014 г.: / УО БГАТУ; редкол.: И. Н. Шило [и др.]. – Минск, 2014. – Ч. 1. – С. 126–128.
8. Детали машин и основы конструирования: учеб. пособие для студ. высш. учеб. заведений / М. Н. Ерохин [и др.]; под общ. ред. М. Н. Ерохина. – М.: КолосС, 2004. – 462 с.
9. Гузенков, П. Г. Детали машин: учебник для вузов / П. Г. Гузенков. – М.: Высшая школа, 1975. – 464 с.