DOI: 10.15593/2224-9982/2021.67.04

УДК 621.822.6

О.М. Беломытцев

Пермский национальный исследовательский
политехнический университет, Пермь, Россия

О СОВЕРШЕНСТВОВАНИИ МЕТОДИКИ РАСЧЕТА АВИАЦИОННЫХ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ В ГТД

Современные методики расчета подшипников качения во всех отраслях техники основаны на формуле Лундберга – Пальмгрена, предложенной более полувека назад, – $L = (C/P)^m$, которая в настоящее время обросла различными поправочными коэффициентами, учитывающими надежность, качество материала, вязкость масла, толщину масляной пленки, наличие частиц в масле, точность подшипников.

Методики сопровождаются рядом ограничений, в частности требованием об отсутствии теплового распора в подшипнике, которое обычно не может быть выполнено в ГТД, при этом не учитываются деформации вала и корпуса, которые являются полыми и трубчатыми, распределение нагрузки по телам качения и напряжения в контакте.

Мировые производители подшипников фирмы SKF и FAG пока не предложили ничего нового, но фирма FAG сделала попытку учесть влияние предела выносливости на расчетную долговечность.

В настоящее время ряд организаций в РФ проводят испытания подшипников, натуральных деталей подшипников и образцов, выполненных из различных авиационных сталей, с целью получения кривых усталости и усовершенствования методики расчета авиационных подшипников с долговечностью более 25–30 тыс. ч.

Пора приступить к разработке новой методики расчета – расчету долговечности по напряжениям, как это делается при расчете всех деталей в машиностроении. В этом случае гораздо точнее можно учесть влияние различных факторов: форму ролика и беговых дорожек колец, распределение нагрузки по телам качения с учетом деформаций деталей подшипникового узла и другие факторы, определяемые теоретически и экспериментально.

Ключевые слова: методика расчета подшипников качения на долговечность, влияющие факторы, особенности конструкций авиационных подшипниковых узлов, предложения о совершенствовании методики расчета по напряжениям.

O.M. Belomytsev

Perm National Research Polytechnic University, Perm, Russian Federation

ON IMPROVING THE METHODOLOGY FOR CALCULATING AIRCRAFT ROLLING BEARINGS OF THE GTE

Modern methods of calculating rolling bearings in all branches of technology are based on the Lundberg – Palmgren formula, proposed more than half a century ago, $L = (C/P)^m$, which is now overgrown with various correction factors that take into account reliability, material quality, oil viscosity, oil film thickness, the presence of particles in the oil, bearing accuracy.

The methods are accompanied by a number of limitations, in particular the requirement that there is no thermal expansion in the bearing, which usually cannot be performed in a gas turbine engine, while deformations of the shaft and housing, which are hollow and tubular, are not taken into account for the distribution of load over rolling elements and stresses in contact.

Global bearing manufacturers SKF and FAG have not yet offered anything new, but FAG has made an attempt to take into account the impact of the endurance limit on the calculated durability.

Currently, a number of organizations in the Russian Federation are testing bearings, full-scale bearing parts and samples made of various aviation steels in order to obtain fatigue curves and determine the endurance limit.

This will improve the calculation methodology of aircraft bearings with a durability of more than 25-30 thousand hours.

It's time to start developing a new calculation methodology – to calculate the durability of stresses, as is done when calculating all parts in mechanical engineering. In this case, it is much more accurate to take into account the influence of various factors – the shape of the rollers, the treadmills of the rings, the external load distribution over the rolling bodies, taking into account the deformations of the bearing assembly parts, and other factors determined theoretically and experimentally.

Keywords: methodology for calculating rolling bearings for durability, influencing factors, design features of aircraft bearing assemblies, proposals for improving the methodology for calculating stresses.

Современная методика расчета подшипников качения во всех отраслях техники основана на формуле Лундберга – Пальмгрена, млн об.:

$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^m, \quad (1)$$

где L – долговечность подшипника, млн об.; C – динамическая грузоподъемность подшипника, соответствующая 1 млн циклов до появления питтинга; P – динамическая нагрузка на подшипник; m – показатель степени, $m = 3$ для шарикоподшипников и $m = 3,33$ для роликоподшипников.

Величина C определяется по типовой стандартной формуле и приводится в каталогах для каждого подшипника, при этом предполагается, что подшипники изготовлены из стали хорошего качества типа ШХ-15 и надежность расчетного срока службы составляет 90 %.

В общем машиностроении в формулу (1) вводятся корректирующие коэффициенты:

$$L = a_1 a_{23} (C/P)^m, \quad (2)$$

где a_1 – коэффициент долговечности, зависящий от принятой надежности: при надежности 0,9 принимается $a_1 = 1$, при надежности 0,99 $a_1 = 0,25$. Для большинства изделий принимают надежность 0,9; a_{23} – обобщенный коэффициент совместного влияния качества металла, точности исполнения узла, конструкции подшипника.

Конструкции и режимы эксплуатации авиационных подшипниковых узлов существенно отличаются от принятых в общем машиностроении более высокой требуемой надежностью, повышенной точностью исполнения, более высокими скоростями вращения, относительно большим перепадом температур наружного и внутреннего колец, большей податливостью колец подшипников из-за пустотелости вала и трубчатости корпуса, представляющего собой демпферную втулку с «беличьим колесом» (рисунком).

В современных методиках расчета [1] введены поправочные коэффициенты, учитывающие точность подшипников, качество материала, конструктивное исполнение ролика (влияние бомбины), чистоту масла (тонкость фильтрации), скорость вращения – учитывается параметром $d_m n$, где d_m – средний диа-

метр подшипника, n – число оборотов; вязкость масла, влияние вибрации.

Параметр $d_m n$ позволяет косвенно оценить влияние масляной пленки в контакте; влияние вибрации оценивается приближенно по словесной характеристике – легкие толчки и небольшие виброперегрузки, умеренные толчки и вибрации и другое, при этом значения коэффициентов находятся в интервале 1–1,25, которые учитываются коэффициентом безопасности.

Рис. Типовая опора подшипников роторов ГТД:
1 – демпферная полярность; 2 – корпус; 3 – вал

Методика FAG учитывает влияние нагрузки, толщину смазывающей пленки, степень загрязнения масла и тип подшипника [2].

Главной отличительной особенностью методики FAG является предложение оценки влияния контактных напряжений на долговечность подшипника. Для сталей М50, М50NiL, SAE52100 и AISIM50 были получены следующие результаты: предел выносливости равен 2000 Н/мм² при точечном контакте и 1500 Н/мм² при линейном контакте, поэтому если максимальные напряжения будут близкими к пределам выносливости при отсутствии негативных факторов – перекоса, загрязнения в масле, то расчетная усталостная долговечность будет равна бесконечности.

Фирма FAG считает, что с точки зрения усталости подшипники будут «абсолютно надежны» при чистой смазке и наличии масляной пленки в контакте и условии

$$f_s = \left(\frac{P_m}{P_0} \right)^e > 8, \quad (3)$$

где $P_m = 4000 \text{ Н/мм}^2$, P_0 – максимальное расчетное напряжение по Герцу, $e = 3$ – для шарикоподшипников, $e = 2$ – для роликоподшипников.

Формула (3) является следствием значений предела выносливости и служит только для оценки напряженного состояния подшипника, но она содержит в себе еще два важных параметра, которые позволяют судить об оценке долговечности подшипника – предел выносливости и максимальное расчетное напряжение в контакте. Предел выносливости для наших отечественных сталей неизвестен, и его определение является в настоящее время актуальной задачей.

FAГ утверждает, что принятая несколько десятилетий назад методика расчета справедлива при высоких контактных напряжениях, но в авиационных двигателях напряжения от внешних сил невысокие и фактическая долговечность на один или два порядка выше, чем рассчитанная по типовой методике вида (1).

Для корректировки FAГ вводит коэффициент повышения долговечности, величина которого изменяется от 5 до 50 и более, при этом корректирующий коэффициент зависит от соотношения с пределом выносливости по формуле (3).

Важнейшим параметром при разработке более совершенной методики расчета подшипников качения, кроме предела выносливости, являются максимальные напряжения в контакте в реальных узлах и их влияние на долговечность.

Первой задачей – определением предела выносливости сталей – в настоящее время занимаются в лаборатории «Трибология и контактная прочность» ПНИПУ под руководством О.М. Беломытцева.

В лаборатории имеются установки, позволяющие экспериментально определять влияние контактных напряжений на появление питтинга в штатных шариках или в кольцах и на получение кривой усталости.

Для определения предела выносливости требуются длительные испытания и наличие достаточного количества установок, в лаборатории в настоящее время имеются четыре установки, на которых могут испытываться шарикоподшипники диаметром 23,7 мм. Число циклов, соответствующее пределу выносливости, для отечественных авиационных сталей неизвест-

но, поэтому общая трудоемкость экспериментов для получения достаточно надежных данных в настоящее время также неизвестна.

В зарубежных каталогах фирм FAГ и SKF [3, 4] приводится для каждого подшипника граничная нагрузка по усталости, при которой долговечность подшипника неопределенно большая, т.е. имеется в виду, что максимальные напряжения в подшипнике соответствуют пределу выносливости.

Для получения этих данных требуются длительные эксперименты, экономически весьма затратные, на которые у нас пока не было ни времени, ни средств.

Е.П. Жильников из Самарского аэрокосмического университета определил соотношение между статической грузоподъемностью C_0 подшипника и граничной нагрузкой P_u , которая с использованием данных из зарубежных каталогов оказалась равной [5]:

$$C_0/P_u \approx 9 \text{ – для роликовых подшипников,} \quad (4)$$

$$C_0/P_u \approx 27 \text{ – для шариковых подшипников.}$$

Известны формулы для определения наиболее нагруженного тела качения:

– для роликоподшипников

$$F_{\max} = \frac{(4,0...4,6)P_u}{Z}, \quad (5a)$$

– для шарикоподшипников

$$F_{\max} = \frac{(4,37...5)P_u}{Z}, \quad (5б)$$

где Z – число тел качения в подшипнике.

Используя формулы (5а, б), Е.П. Жильников перенес данные соотношений (4) на отечественные подшипники и получил значения пределов выносливости для подшипников из стали ШХ15 [5]:

– для роликоподшипников:

$$\sigma_{\lim B} = 815...1019 \text{ МПа} \quad (6a)$$

$$\text{и } \sigma_{\lim H} = 729...943 \text{ МПа,}$$

– для шарикоподшипников:

$$\sigma_{\lim B} = 1101...1269 \text{ МПа}$$

$$\text{и } \sigma_{\text{limH}} = 891...1192 \text{ МПа,} \quad (6б)$$

где индекс «В» относится к внутреннему кольцу, а индекс «Н» – к наружному.

Соотношения (6а, б) являются ориентировочными, получены без учета формы ролика, и возможен более точный расчет с учетом фактического радиального зазора в подшипнике и формы образующей ролика.

Подводя краткие итоги о современной методике расчета подшипников качения, можно отметить ее большую приближенность, о чем свидетельствует большой разброс долговечности подшипников качения при стендовых испытаниях и при эксплуатации значений до 20 и более.

Следует также отметить, что стендовые испытания, как правило для уменьшения времени испытаний, проводятся при тяжелых режимах, которые в эксплуатации встречаются редко.

Таким образом, современная методика расчета остается приемлемой для общего технологического оборудования, но не в авиации, где требуются более точные методы расчета, предполагающие более надежные результаты при больших ресурсах работы, что возможно при переходе к расчету долговечности по напряжениям.

Для этого, прежде всего на модельных установках, надо установить вероятностные зависимости между напряжениями и числом циклов до разрушения, определить основные влияющие факторы – металлургические, металловедческие и метрологические, определяющие качество материала и точность изготовления деталей подшипников, которые следует рекомендовать металлургам и заводу – изготовителю подшипников.

Основные факторы, кроме вышеперечисленных, влияющие на долговечность подшипников:

- динамическая грузоподъемность;
- величина нагрузки;
- качество материала колец и тел качения;
- частота вращения;
- зазор в подшипнике;
- деформация деталей, сопрягаемых с подшипником;
- точность изготовления сопрягаемых с подшипником деталей и точность деталей подшипника;

- точность монтажа;
- наличие смазывающей пленки в контакте;
- конструкция и материал сепаратора;
- форма и размеры тел качения и беговых дорожек колец;
- способ смазывания;
- вязкость масла;
- сорт масла;
- наличие присадок в масле;
- влияние центробежных сил на тела качения, кольца, сепаратор и смазывающее масло, находящееся в подшипнике;
- конструкция роликов (сплошные или полые);
- влияние кинематических отклонений в контакте тел качения с беговыми дорожками в виде проскальзывания и верчения;
- влияние сил трения между деталями подшипника;
- распределение нагрузки по телам качения, которое зависит от рода перечисленных выше факторов: точности изготовления сопрягаемых деталей, зазора в подшипнике, деформации корпуса и вала, точности изготовления деталей подшипника, центробежных сил на тела качения;
- динамические нагрузки на подшипник, появляющиеся в результате дисбаланса ротора при вращении;
- посадки колец на вал и в корпусе;
- чистота масла (материал и размеры загрязняющих частиц);
- материал колец и тел качения, в том числе керамика и различные покрытия;
- коррозионная внешняя среда;
- конструкция уплотнений;
- внешняя температура;
- внешние динамические нагрузки (вибрация и удар);
- влияние поверхностной обработки поверхностей деталей подшипников;
- влияние различных технологических факторов механической обработки деталей подшипников.

Перечисленные выше факторы нашли отражение в различных теоретических и экспериментальных работах и в методике ЦИАМ-ВНИПП, применяемой при ряде огра-

ничений, которые на двигателе не могут быть соблюдены, в частности радиальный зазор не должен вызывать подклинивание или распор в подшипнике, что в двигателях семейства ПС-90 не может быть выдержано – радиальный роликоподшипник работает в условиях значительного теплового распора, который создает дополнительную нагрузку на подшипник.

Сложным параметром, влияющим на распределение нагрузки по телам качения и на контактные напряжения, является радиальный зазор в подшипнике, на величину которого влияют многие факторы:

- начальный радиальный зазор;
- разность температур колец подшипника;
- разность температур на торцах роликов и колец;
- монтажные натяги колец на валу и в корпусе:
 - эффективные посадочные натяги;
 - смятие микронеровностей при напрессовке;
 - уменьшение натяга от действия центробежных сил при вращении;
 - неравномерный нагрев внутреннего кольца с валом, наружного кольца с корпусом;
- изменение размеров внутреннего кольца и тел качения от действия центробежных сил;
- деформации сжатия кольца с валом и растяжения наружного кольца от распорных усилий со стороны роликов;
- деформации сжатия наружного кольца подшипника от давления в демпферной полости;
- деформации беговых дорожек от затяжки гаск, воздействующих на торцы колец подшипника;
- другие факторы, проявляющиеся при эксплуатации двигателя.

В работе [6] дается методика расчета и оценка влияния различных факторов на зазор в роликоподшипнике в ГТД.

Одной из первых была диссертационная работа Б.В. Цыпкина о влиянии радиального зазора в подшипнике на его грузоподъемность и долговечность, которая вошла в основной справочник конструкторов по подшипникам качения [7].

Специфическим фактором, который в основном присущ авиационным подшипникам роторов ГТД, является проскальзывание роликов относительно внутреннего кольца, при этом кроме трения качения возникает трение скольжения, которое может привести к большому износу беговых дорожек и роликов и выходу из строя подшипника.

Вообще, влияние проскальзывания считается вредным явлением, очевидно – до некоторого значения и некоторой продолжительности.

Задача по уменьшению проскальзывания в настоящее время решается двумя путями – уменьшением радиального зазора и приданием беговой дорожке наружного кольца эллипсной формы. Но уменьшение радиального зазора приводит, в связи с разностью температур колец, к тепловому распору и появлению дополнительных распорных усилий в подшипнике.

Влияние эллипсной формы приводит к некоторому изменению в распределении нагрузки по телам качения и кинематики и пока недостаточно исследовано. По-видимому, этот вопрос также нуждается в более глубоком исследовании.

Серьезным недостатком существующих методик расчета авиационных подшипников является неучет теплового распора в подшипниках, т.е. не учитывается влияние температурных деформаций и деформации сопряженных деталей – пустотелого вала и трубчатого корпуса, в частности демпферной втулки (см. рисунок), что влияет на распределение нагрузки по телам качения и на контактные напряжения.

Применение бомбинированных роликов позволяет избавиться от краевого эффекта, но желательно форму бомбины конкретизировать под режимы работы двигателя, что для авиационных подшипников было бы оправданно, несмотря на дополнительные экономические затраты.

Относительно конструкций подшипников можно отметить два направления, которые с 70-х гг. XX в. не получили дальнейшего развития – роликоподшипники с полыми роликами и роликоподшипники с сепарирующими роликами, в которых вместо сепаратора при-

меняются ролики, при этом трение скольжения заменяется трением качения и возможно повышение быстроходности подшипника. При полых роликах увеличивается площадка контакта и уменьшаются напряжения в контакте.

Оба эти направления разрабатывались в Самарском филиале ВНИПП с изготовлением натуральных подшипников и их испытаниями и были рассмотрены в диссертации В.В. Шашкина.

Также весьма перспективными являются разработки газотурбинных подшипников, в которых тела качения керамические. Меньшая плотность таких тел позволяет существенно уменьшить центробежные силы тел качения и повысить частоту вращения. Такие подшипники начинают находить все большее применение, но в основном в конструкциях менее ответственного назначения, чем авиационные роторы.

Основным сдерживающим фактором является хрупкость современной керамики и отсутствие средств ранней диагностики состояния керамических деталей.

Очень эффективным средством, повышающим долговечность подшипников, являются различные средства поверхностного упрочнения и покрытый, но в связи с фактической ликвидацией головного научно-исследовательского ВНИИПП значительно ослаб научный потенциал специалистов, занимающихся подшипниками качения, и поэтому многие направления не развиваются.

Подытоживая краткий анализ методик расчета авиационных подшипников качения, можно отметить следующее:

1. В настоящее время расчет авиационных подшипников качения, а также подшипников общего назначения, основан на старой методике, разработанной более полувека назад, – на основополагающей формуле (1), по которой долговечность подшипника определяется как отношение динамической грузоподъемности подшипника к нагрузке, взятой в степени $m = 3$ или $m = 10/3$.

Различные влияющие факторы – качество материала, вязкость масла, толщина масляной пленки, скорость вращения, посторонние частицы в масле и другие – оцениваются в виде приближенных поправочных коэффициентов.

Оценка влияния различных факторов на долговечность подшипников является весьма длительной и затратной. Можно предположить, что долговечность подшипников при меньших напряжениях, как это утверждает FAG, будет большей, чем это следует из формулы (2).

2. При увеличении требуемого ресурса авиационных подшипников, более 25–30 тыс. ч, методика расчета должна быть более совершенной, чем в настоящее время, и наиболее правильным решением будет переход к расчету долговечности авиационных подшипников по напряжениям.

В пользу этого утверждения можно привести следующие аргументы:

- рассмотрены теоретически и экспериментально многие факторы, влияющие на долговечность пар трения качения, которые подгоняются к расчету на долговечность подшипников по формуле вида (2). Практически все конструкции в машиностроении рассчитывают по напряжениям, ориентируясь на допускаемые напряжения, и только подшипники качения рассчитывают по нагрузкам, при некоторой попытке FAG учитывать и контактные напряжения;

- значительно проще, прежде всего экспериментально, определить влияние различных факторов на предел прочности при различных базовых числах циклов и на предел выносливости, при котором долговечность элементов подшипника не ограничена или изменяется медленно при небольшом наклоне горизонтального участка кривой усталости;

- для построения кривой усталости вплоть до горизонтального участка требуются довольно простые установки для испытаний подшипников и их деталей на примере установки, созданной в Перми в ПНИПУ, позволяющей оценить влияние различных факторов: величины нагрузки, скорости, вязкости, температуры, качества материала, точности элементов подшипника, сорта масла, проскальзывания, геометрии беговых дорожек и тел качения и др.;

- проведение испытаний в нижнем участке кривой усталости, т.е. вблизи предела выносливости, потребует довольно много

времени – сотни часов и достаточного количества установок, чтобы получить результаты с разной степенью надежности, но эти испытания и обработка данных обойдутся значительно дешевле, чем проведение испытаний на целых подшипниках;

- переход к расчету подшипников по напряжениям возможен для внутренних колец и тел качения по эквивалентным напряжениям, а наружное кольцо ломается только в месте от наиболее нагруженного тела качения;

- наиболее сложные задачи – распределение нагрузки по телам качения и определение напряжений, влияние геометрии (формы бомбины и беговых дорожек) – уже имеют решения;

- оценка влияния многочисленных факторов в настоящее время, по сравнению с тем, что было 50 лет назад, представляет в практическом плане более простую задачу, так как современный математический аппарат с применением вычислительной техники позволяет решать задачи большой сложности.

Заключение

Современная методика расчета подшипников качения явно устарела, в практическом плане она проста, удобна для пользователей и в общем машиностроении себя оправдывает. Но в авиационном машиностроении, с увеличением потребного ресурса более 25–30 тыс. ч, требуется большая точность и надежность расчетов, что возможно выполнить при переходе на расчеты по напряжениям. Для этого необходимо построить кривые усталости с определением предела выносливости для каждой марки стали, что вполне достижимо при проведении испытаний на натурных образцах – телах качения и кольцах подшипников, и разработать новую, более совершенную методику расчета подшипников качения по напряжениям.

Исследование не имело спонсорской поддержки.

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Библиографический список

1. Ерошкин А.И., Петров Н.И., Коросташевский Р.В. Методика расчетной оценки долговечности подшипников качения авиационных двигателей и их агрегатов. Требования к конструктивным параметрам опор / ЦИАМ, ВНИПП. – М., 1996. – 14 с.
2. Практический метод расчета действительной долговечности подшипников авиационного назначения / FAG. – № FL40134EA. – 9 с.
3. Подшипники качения. Общий каталог 6000RU / SKF. – Октябрь 2006. – 1129 с.
4. Подшипники качения: каталог. Schaeffler KG / FAG. – Ноябрь 2009. – 1639 с.
5. Теория и проектирование опор роторов авиационных ГТД / В.Б. Балякин, Е.П. Жильников, В.Н. Самсонов, В.В. Макачук. – Самара: Изд-во СГАУ, 2007. – 254 с.
6. Беломытцев О.М. О влиянии конструктивного исполнения опоры роликоподшипников в роторах ГТД на распределение нагрузки и расчетную долговечность подшипников. – Самара: Изд-во СГАУ, 2011. – 283 с.
7. Беломытцев О.М. Определение влияния различных факторов на зазоры (натяги) и влияния натягов на распределение нагрузки по телам качения в быстроходных роликоподшипниках // Вестник Самар. гос. аэрокосм. ун-та им. акад. С.П. Королева. 2009. – № 3 (19), ч. 3. – С. 67–75.
8. Бейзельман Р.Д., Цыпкин Б.В., Перель Л.Я. Подшипники качения: справ. – 5-е изд., испр. и доп. – М.: Машиностроение, 1967. – 561 с.

References

1. The methodology for calculating the durability of rolling bearings of aircraft engines and their aggregates, requirements for the structural parameters of the supports / Eroshkin A.I., Petrov N.I., Korostashevsky R.V. CIAM, VNIPP, Moscow. 1996. – p. 14.
2. Practical method for calculating the actual durability of aviation bearings / Published by: FAG Bearing Company, Publication No.: FL40134EA, – p. 9.
3. SKF, Rolling bearings, General Catalog 6000RU, October 2006, p. 1129.

4. FAG, Rolling bearings Catalog. Schaeffler KG, 2009, November, p. 1639.
5. Balyakin V.B., Zhilnikov E.P., Samsonov V.N., Makarchuk V.V. Theory and design of rotor supports for aviation gas turbine engines. Samara, publishing house of SSAU, 2007, 254 p.
6. Belomyttsev O.M. On the influence of the structural design of roller bearing supports in GTD rotors on load distribution and design durability of bearings. Samara: Publishing house of SSAU, 2011. – 281-283.
7. Belomyttsev O.M. Determination of the influence of various factors on clearances (tightness) and the influence of tightness on load distribution over rolling bodies in high-speed roller bearings. *Bulletin of Samara State Aerospace University named after academician S.P.Korolev*, 2009, No. 3 (19), part 3, 67-75 p.
8. R.D. Beizelman, V.B. Tsypikin, L.Ya. Perel. Rolling bearings. Handbook. Ed. 5th, ispr. and add. M: Mechanical engineering, 1967, 561 p.

Сведения об авторе

Беломытцев Олег Михайлович (Пермь, Россия) – кандидат технических наук, профессор кафедры «Механика композиционных материалов и конструкций» ФГАОУ ВО «Пермский национальный исследовательский политехнический университет» (614990, г. Пермь, Комсомольский пр., д. 29; e-mail: bom3101@mail.ru).

About the author

Oleg M. Belomyttsev (Perm, Russian Federation) – Csc of Technical Sciences, Professor of Mechanics of Composite Materials and Structures Department, Perm National Research Polytechnic University (29, Komsomolsky av., Perm, 614990, Russian Federation; e-mail: bom3101@mail.ru).

Получено 14.11.2021

Принято 08.12.2021

Опубликовано 28.01.2022