

# ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ И МЕТОДЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ПРОЧНОСТИ БЕСПОДШИПНИКОВЫХ, В ТОМ ЧИСЛЕ ЖЕСТКИХ, НЕСУЩИХ ВИНТОВ

Павленко Н.С.

*Московский вертолетный завод им. М.Л. Миля,  
МВЗ им. М.Л. Миля, ул. Гаршина, 26/1, Московская область, Томилино, 140070, Россия  
e-mail: npavlenko@mi-helicopter.ru*

---

Описан метод выбора основных параметров и расчета на прочность втулок бесподшипниковых, в том числе жестких, несущих винтов на начальном этапе проектирования. Рассмотрен вариант конструкции бесподшипникового несущего винта для легкого вертолета, и даны рекомендации по определению параметров основных конструктивных элементов втулки.

*Ключевые слова:* несущий винт, колебания, деформации лопасти, торсион, дифференциальные уравнения.

---

## Введение

Несущий винт является одним из наиболее сложных агрегатов вертолета. Проектирование несущего винта представляет собой сложную задачу, связанную с необходимостью решения целого ряда проблем: аэроупругой устойчивости, статической прочности, ресурса, технологии.

В последние десятилетия в вертолетостроении ведутся интенсивные исследования по созданию жестких несущих винтов. Такие винты уже применяются на некоторых существующих вертолетах. Под жестким несущим винтом имеется в виду винт, в конструкции которого полностью или частично отсутствуют традиционные шарниры: горизонтальный, вертикальный и осевой. Жесткий несущий винт является частным случаем так называемого бесподшипникового несущего винта (bearingless main rotor — BMR).

Вопросы прочности и выбора параметров жестких и бесподшипниковых несущих винтов вертолетов достаточно широко представлены в литературе.

Фундаментальный подход сделан в работах А.В. Некрасова [1, 2]. В них предложена методика расчета на прочность. Раскрыта природа динамики работы жестких винтов. Определена методология выбора конструктивных параметров. Эти вопросы также рассмотрены в работах [3, 4].

Данной теме посвящены также работы зарубежных авторов [5, 6].

Жесткие несущие винты имеют целый ряд преимуществ перед шарнирными винтами. Одним из основных является практически отсутствие снижения аэродинамического качества винта по скорости полета. Это обстоятельство определяет вполне реальную перспективу применения жестких винтов на скоростных вертолетах, интенсивной разработкой которых заняты в настоящее время ведущие вертолетные фирмы.

Маховое движение в плоскостях тяги и вращения и качание относительно продольной оси лопасти, а также изменение углов установки лопастей при управлении общим и циклическим шагами в BMR обеспечивается за счет упругих деформаций рукава втулки. При этом в некоторых конструкциях изменение угла установки лопастей, а иногда и перемещения в плоскости вращения обеспечиваются посредством, например, эластомерных подшипников. Отсутствие подшипников качения и применение композиционных материалов значительно упрощают техническое обслуживание винтов, позволяют снизить массу конструкции и повысить их ресурс и живучесть.

При большом разнообразии конструктивного исполнения BMR обычно имеют некоторые общие элементы. Наиболее функционально важным элементом конструкции таких винтов является упругая пластина (торсион), выполненная из металла или композиционного материала. Ее упругие свойства в значительной степени определяют маховое движение лопасти, момент на втулке, а следовательно

но, и пилотажные характеристики вертолета: маневренность и управляемость. Она же будет и наиболее нагруженным элементом втулки.

В связи с этим возникает задача выбора ее конструктивных (геометрических и жесткостных) параметров, от которых в значительной степени зависят уровни деформаций, постоянных и переменных напряжений, действующих как в самой пластине так и в лопасти. При этом прочность втулки определяется нагрузками, действующими на основных режимах полета вертолета и во время стоянки.

Алгоритм расчета на прочность торсиона при выборе конструктивных параметров представляет собой многоэтапную задачу.

На первом этапе проводится расчет резонансной диаграммы, деформаций и постоянных напряжений, появляющихся от центробежной силы и от свеса лопасти, под действием силы тяжести, на стоянке. Напряжения от свеса могут достигать больших значений и привести к необходимости введения специальных устройств (ограничителей свеса), которые усложняют конструкцию и делают ее более тяжелой. Поэтому желательно исключить их появление. Этого можно добиться путем увеличения изгибной жесткости рукава втулки в плоскости тяги. Однако увеличение жесткости приводит к росту переменных изгибных напряжений, действующих на всех режимах полета вертолета и определяющих ресурс винта.

Расчет переменных напряжений составляет содержание второго этапа выбора параметров. Таким образом, требования к жесткости рукава втулки и комля лопасти являются в значительной степени альтернативными и представляют собой типичную оптимизационную задачу.

Другим важным параметром, определяющим нагрузки на винт, является крутильная жесткость лопасти. Требования к крутильной жесткости рукава втулки зависят в основном от жесткости проводки управления, к которой условно можно отнести и элемент втулки, называемый кожухом. Конструктивное исполнение кожуха и его назначение не препятствуют увеличению его крутильной жесткости до необходимого значения.

Заключительным этапом выбора параметров упругой пластины является расчет местной прочности и устойчивости, основанный на конечно-элементных моделях.

### Метод расчета

В данной статье рассмотрен первый этап общего алгоритма выбора параметров и расчета на прочность BMR, результаты которого (собственные

формы) и матрицы жесткости используются на последующих этапах расчетов и проектирования.

### Описание расчетной модели

Собственный опыт проектирования и изучение состояния дел ведущих зарубежных вертолетных фирм показывают, что для обеспечения статической прочности, устойчивости (автоколебания типа флаттер) и динамических характеристик бесподшипниковых несущих винтов необходимо использовать более сложные расчетные модели и методы, чем те, которые применяются для традиционных шарнирных винтов. Наличие торсиона втулки, работа которого происходит при совместной деформации по трем обобщенным координатам, жесткого элемента (кожуха), сферических опор различного вида и т.п. значительно усложняют граничные условия, используемые при решении дифференциальных уравнений собственных и вынужденных колебаний лопасти.

Схема конструкции несущего винта BMR показана на рис. 1.

Расчетная модель комлевой части лопасти и втулки показана на рис. 2 и 3.

На схемах центробежная и перерезывающие силы и изгибающие моменты, приходящие на втулку с лопасти, обозначены соответственно через  $N$ ,  $Q_Y$ ,  $Q_X$ ,  $M_X$ ,  $M_Y$ .

Для расчета собственных и вынужденных колебаний лопасти используется матрица жесткости втулки и комлевой части лопасти:

$$C = \begin{pmatrix} C_{XX} & C_{XX'} & C_{XY} & C_{XY'} & C_{X\Phi} \\ C_{X'/X} & C_{X'/X'} & C_{X'/Y} & C_{X'/Y'} & C_{X'/\Phi} \\ C_{YX} & C_{YX'} & C_{YY} & C_{YY'} & C_{Y\Phi} \\ C_{Y'/X} & C_{Y'/X'} & C_{Y'/Y} & C_{Y'/Y'} & C_{Y'/\Phi} \\ C_{\Phi X} & C_{\Phi X'} & C_{\Phi Y} & C_{\Phi Y'} & C_{\Phi\Phi} \end{pmatrix}. \quad (1)$$

Каждый элемент матрицы жесткости представляет собой усилие по направлению  $q_k$ -го силового фактора при единичном перемещении в направлении  $q_n$ .

### Расчет жесткости торсиона

Для расчета собственных колебаний лопасти необходимо иметь следующие исходные данные: распределения по радиусу лопасти массы и массовых моментов инерции при кручении, жесткостей в плоскостях наибольшей и наименьшей жесткости, центров тяжести сечений лопасти и др. Требу-

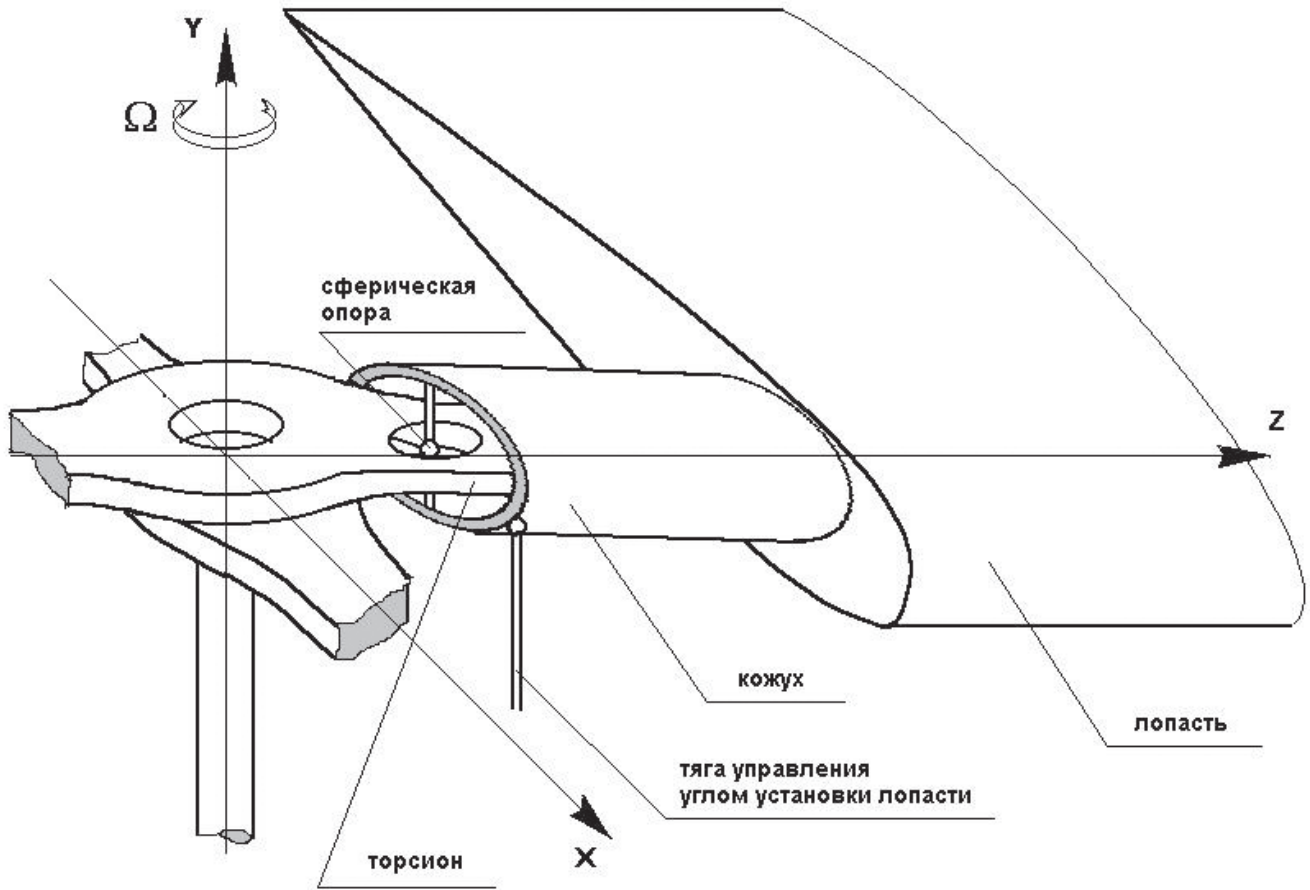


Рис. 1. Схема несущего винта вертолета

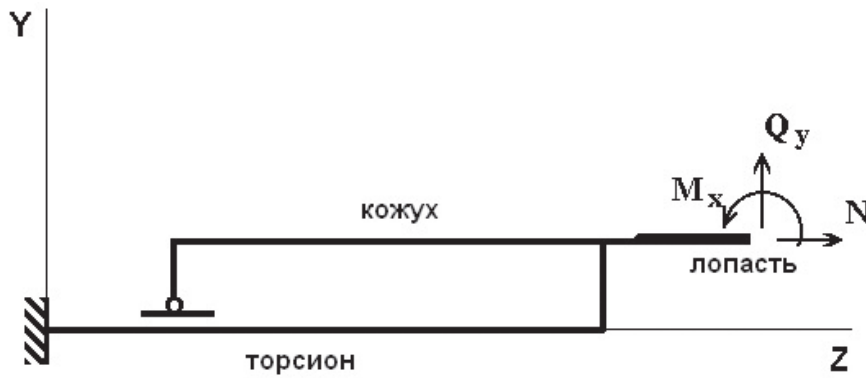


Рис. 2. Расчетная модель концевой части конструкции несущего винта в плоскости тяги

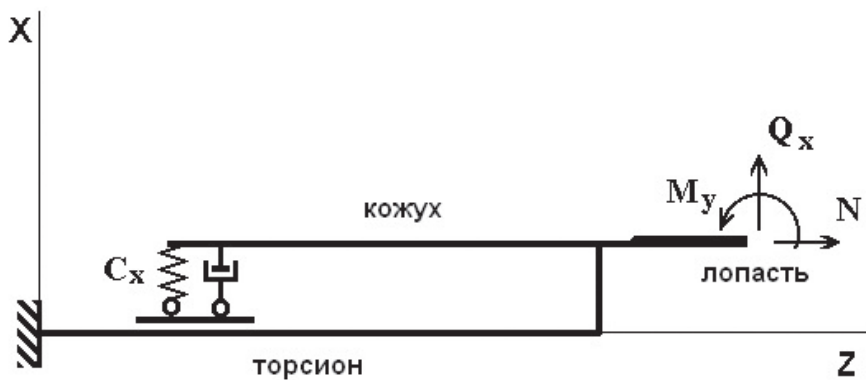


Рис. 3. Расчетная модель концевой части конструкции несущего винта в плоскости вращения

ются также геометрические и жесткостные данные торсиона и кожуха втулки. Распределение жесткостей по радиусу лопасти обычно определяется расчетным путем и, как правило, хорошо согласуется с результатами экспериментальной проверки.

Жесткостные данные торсиона используются в расчетах в виде матрицы жесткости.

Основные положения методики расчета торсиона заключается в следующем.

Рассматривается «рабочая» часть торсиона (рис. 4), состоящая из слоев стеклопластика, между которыми располагаются слои резины.

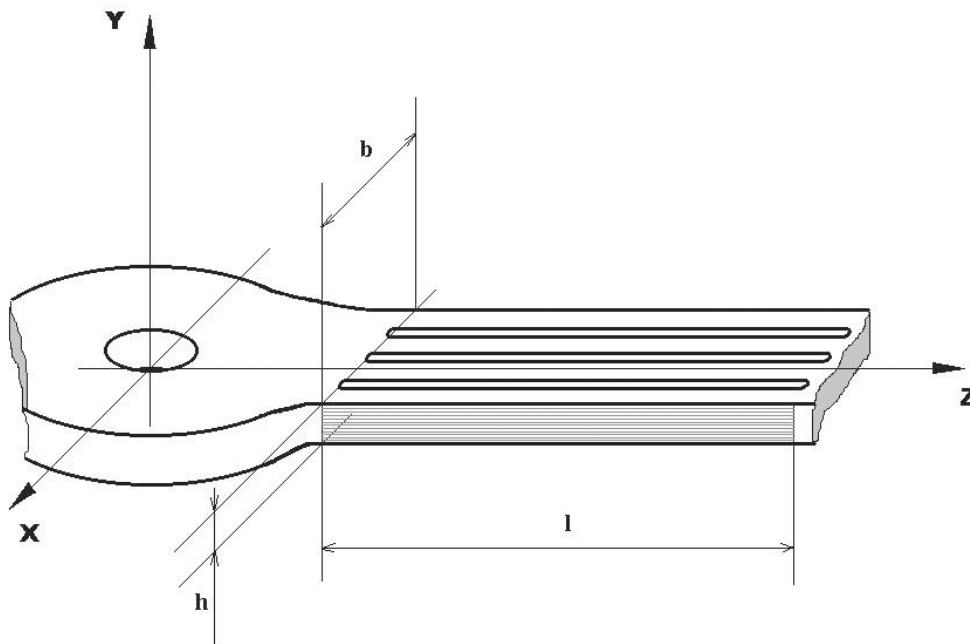


Рис. 4. Схема торсиона втулки несущего винта

В качестве расчетной модели выбран составной стержень, состоящий из нескольких стержней (слоев стеклопластика), соединенных между собой упругими связями сдвига (слои резины). Составной стержень имеет  $(n+1)$  слой и  $n$  связей. Между соседними слоями возникают распределенные касательные силы  $\tau_i$ , определяемые формулой

$$\tau_i = k_i(u_{i+1}^B - u_i^H),$$

где  $k_i = G_p$  — коэффициент жесткости резины;  
 $u_i$  — взаимные перемещения слоев.

Индексы «в» и «н» означают, соответственно, верхний и нижний слой. Составной стержень является статически неопределимой системой, для расчета которой использовался метод сил. В качестве основной системы выбран стержень, освобожденный от связей сдвига, действия которых заме-

нено неизвестными усилиями  $\tau_i$ , где  $i$  — номер слоя резины.

В основной системе жесткость составного стержня будет равна

$$EI_\Sigma = \sum_{i=1}^{n+1} E_i I_i.$$

Каноническая система будет представлять собой следующую систему дифференциальных уравнений:

$$AT'' + BT = \Delta_p.$$

Здесь  $T_i(z) = \int_0^z \tau_i dz$  — равнодействующая касательных сил, действующих по одну сторону от рассматриваемого сечения;

$$A = \begin{pmatrix} \frac{1}{G_1} \\ \vdots \\ \frac{1}{G_i} \\ \vdots \\ \frac{1}{G_n} \end{pmatrix},$$

где  $G_i = G_p$  — модуль сдвига резины в  $i$ -м шве;  
 $B$  — квадратная матрица коэффициентов (взаимных перемещений):

$$B = \begin{pmatrix} \delta_{11} & \dots & \dots & \dots & \delta_{1n} \\ \vdots & \ddots & & \ddots & \vdots \\ \vdots & & \delta_{ii} & & \vdots \\ \vdots & \ddots & & \ddots & \vdots \\ \delta_{n1} & \dots & \dots & \dots & \delta_{nn} \end{pmatrix},$$

где

$$\delta_{ii} = \frac{1}{E_i F_i} + \frac{1}{E_{i+1} F_{i+1}} - \frac{h_i^2}{\sum_{i=1}^{n+1} E_i I_i},$$

$$\delta_{i+1,i} = -\frac{1}{E_{i+1} F_{i+1}} - \frac{h_i h_{i+1}}{\sum_{i=1}^{n+1} E_i I_i};$$

$\Delta_p$  — матрица-столбец перемещений по направлениям  $i$ -го неизвестного, возникающих под действием заданных внешних сил:

$$\Delta_p = \begin{pmatrix} \Delta_{p_1} \\ \vdots \\ \Delta_{p_i} \\ \vdots \\ \Delta_{p_n} \end{pmatrix},$$

где

$$\Delta_{p_i} = -\frac{N_{0,i}(z)}{E_i F_i} + \frac{N_{0,i+1}(z)}{E_{i+1} F_{i+1}} - \frac{M_0(z) h_i}{\sum_{i=1}^{n+1} E_i I_i};$$

$E_i = E$  — модуль упругости стеклопластика;

$F_i$  — площадь поперечного сечения  $i$ -го слоя стеклопластика;

$I_i$  — момент инерции сечения  $i$ -го слоя стеклопластика;

$M_0, Q_0$  и  $N_0$  — внешняя нагрузка.

Постоянные интегрирования в решениях системы дифференциальных уравнений определяется из граничных условий для  $T_i$  на концах стержня. После определения неизвестных  $T_i$  силы и моменты в каждом слое определяются по следующим выражениям:

$$N_i(z) = T_i(z) - T_{i-1}(z) + N_i^0;$$

$$M_i = \frac{E_i I_i}{\sum_{i=1}^{n+1} E_i I_i} \left( M_0 - \sum_{i=1}^{n+1} T_i h_i \right).$$

После этого распределение жесткости по длине торсиона определяется по формуле

$$EI(z) = \frac{M(z)}{y''}.$$

В представленном ниже численном примере принимались следующие исходные данные:

- $n = 11;$
- $G_i = 0,2$  кгс/мм<sup>2</sup>;
- $E_i = 4600$  кгс/мм<sup>2</sup>;
- $h_i = 2.8$  мм;
- $b_i = 120$  мм;
- $l = 670$  мм.

На графиках рис. 5, а, б показано распределение жесткости торсиона по длине при его изгибе в плоскости тяги и в плоскости вращения, полученное расчетом по данной методике.

Влияние центробежной силы учитывается непосредственно в уравнениях собственных колебаний лопасти.

### Статическая прочность

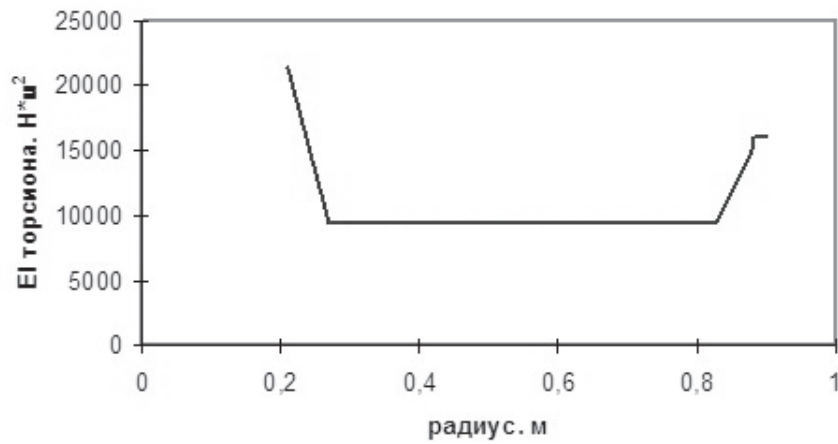
После определения жесткости торсиона были проведены расчеты лопасти и торсиона, как наиболее ответственного элемента втулки, на статическую прочность.

На рис. 6 показан прогиб лопасти от сил тяжести при статическом свесе.

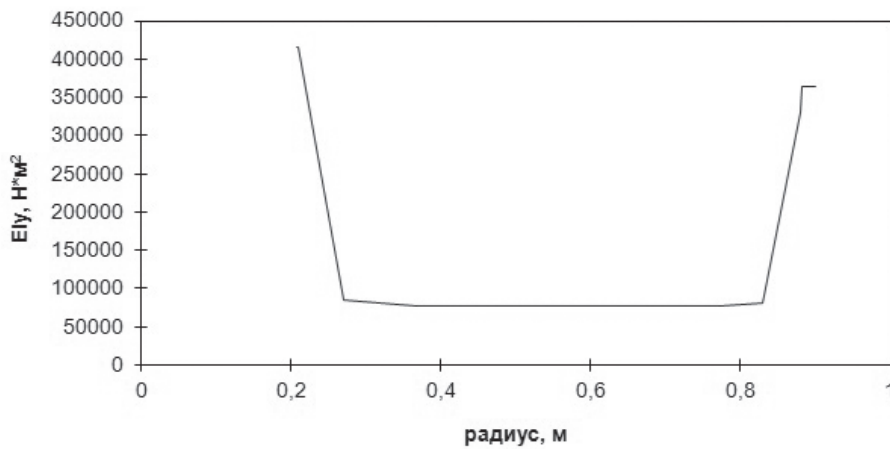
На рис. 7 приведено распределение изгибающего момента по радиусу лопасти.

На рис. 8 и 9 даны эпюры прогиба и напряжений, действующих в торсионе.

Многолетний опыт эксплуатации стеклопластиковых лопастей вертолета Ми-34 и лабораторные испытания показали, что от напряжений свеса с течением времени в конструкции лопасти появляются остаточные деформации, которые могут достигать больших значений. Причинами остаточных деформаций могут быть как особенности схемы армирования стеклопластиковой конструкции, так и высокий уровень напряжений при статическом свесе. Поэтому необходимо проводить испытания торсиона в условиях длительного воздействия статической нагрузки, особенно при высокой температуре окружающей среды.



а)



б)

Рис. 5. Распределение жесткости торсиона на изгиб в плоскости: а — тяги; б — вращения

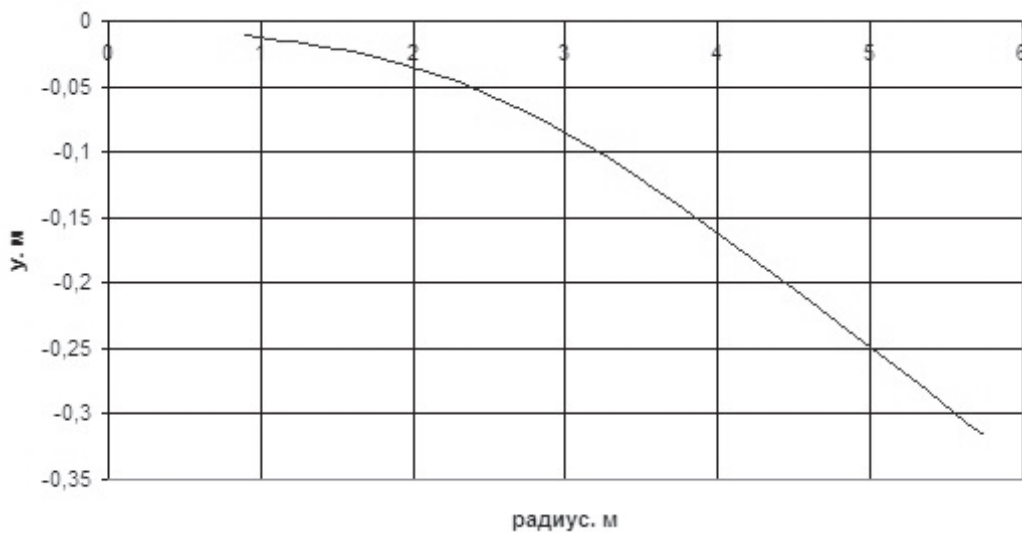


Рис. 6. Прогиб лопасти при статическом свесе

**Расчет форм и частот собственных колебаний лопасти несущего винта**

Расчет собственных колебаний лопасти несущего винта необходим, во-первых, для исключения резонансов собственных частот лопасти с гармонич-

ками внешней аэродинамической нагрузки и, во-вторых, для использования собственных частот и форм в последующих расчетах вынужденных колебаний (расчет переменных напряжений в элементах лопасти и втулки и нагрузок в управлении) и

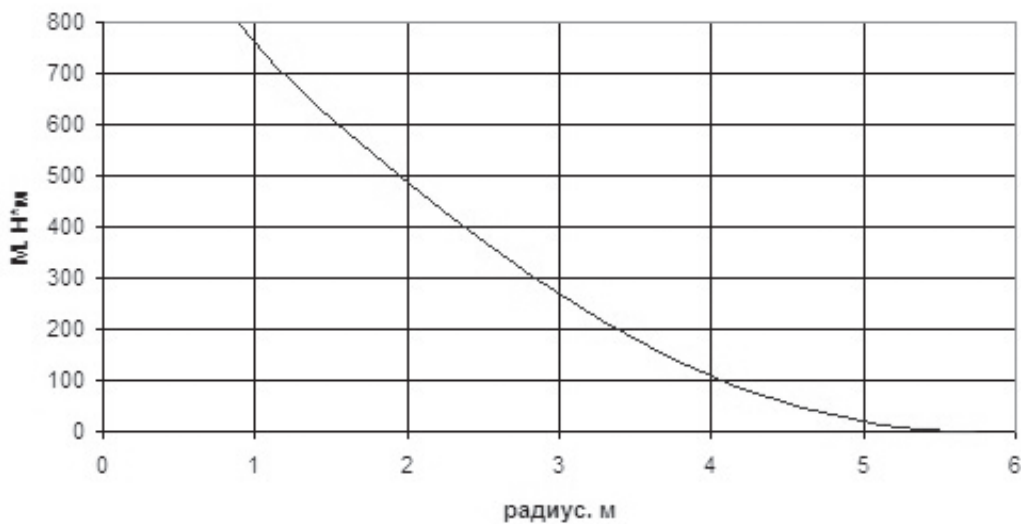


Рис. 7. Изгибающий момент на лопасти при статическом свесе

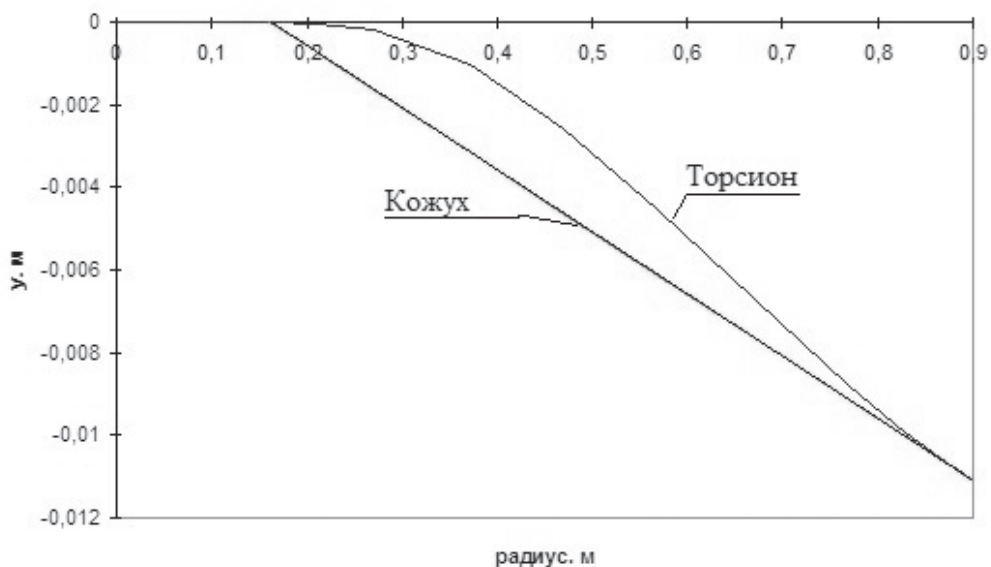


Рис. 8. Прогиб торсиона при статическом свесе

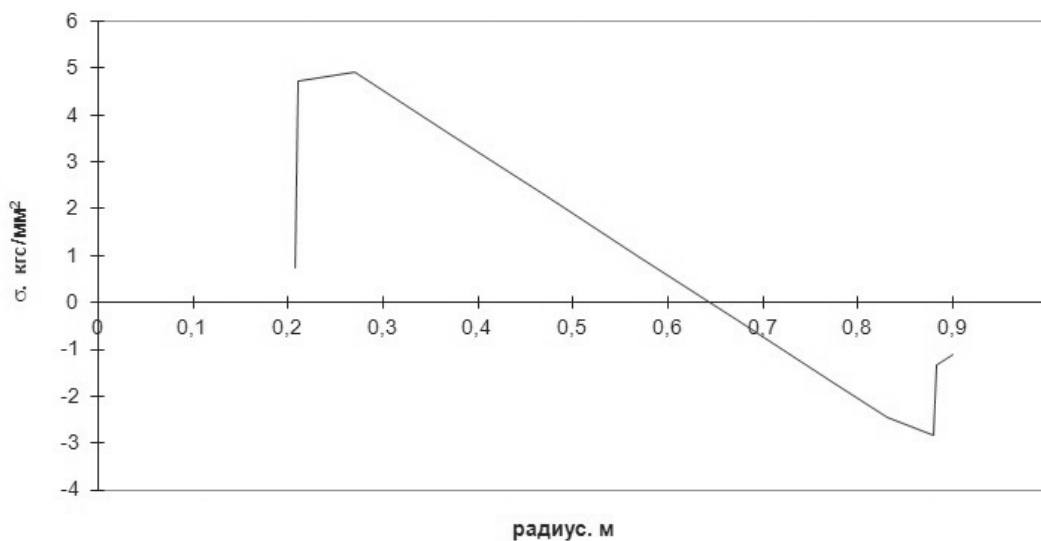


Рис. 9. Напряжения, действующие в торсионе при статическом свесе

расчетах на флаттер. Кроме этого, из расчета собственных колебаний можно получить величину выноса эквивалентного горизонтального шарнира, необходимую для аэродинамических расчетов и расчетов балансировки вертолета. Результаты расчета балансировки также используются в расчете вынужденных колебаний.

При расчете собственных колебаний лопасти применялся метод, в котором малые колебания лопасти вращающегося несущего винта вертолета описываются системой дифференциальных уравнений четвертого порядка в частных производных, которая в операторной форме имеет вид

$$L[q(r,t)] = F. \tag{2}$$

Здесь  $L$  — оператор системы, включающий три уравнения в частных производных относительно неизвестных функций  $q(r, t)$  и необходимые граничные условия;

$q$  — матрица-столбец обобщенных координат:

$$q(r,t) = \begin{pmatrix} x \\ y \\ \phi \end{pmatrix},$$

где  $x$  — перемещения (деформации) лопасти в плоскости вращения винта;

$y$  — перемещения (деформации) лопасти в плоскости, содержащей ось вращения винта;

$\phi$  — крутильные перемещения и деформации лопасти относительно ее продольной оси.

Комлевая часть конструкции данного бесподшипникового винта представляется механической моделью, изображенной на рис. 2 и 3, а соответствующая ей матрица жесткости определяется формулой (1).

При проектировании лопасти несущего винта вертолета необходимо обеспечить условие, при котором частоты собственных колебаний не совпадают с частотами внешних сил на рабочей частоте вращения винта [3]. Это относится к колебаниям лопасти как в плоскости наименьшей, так и в плоскости наибольшей жесткости. Однако опасными для прочности являются не все гармоники внешних сил, а только те, величина которых достаточна для создания существенных напряжений. Практически отсутствие резонансов должно быть обеспечено с гармониками не выше восьмой к частоте вращения несущего винта. Более высокие гармоники внешних сил оказываются несущественными.

На рис. 10 изображена резонансная диаграмма лопасти. На ней индексы Т, В и К обозначают, что колебания происходят с преимущественным движением лопасти в плоскости тяги, в плоскости вращения или кручением лопасти относительно продольной оси соответственно. Из диаграммы видно, что собственные частоты при колебаниях лопасти по формам, близким к парциальным, в плоскости

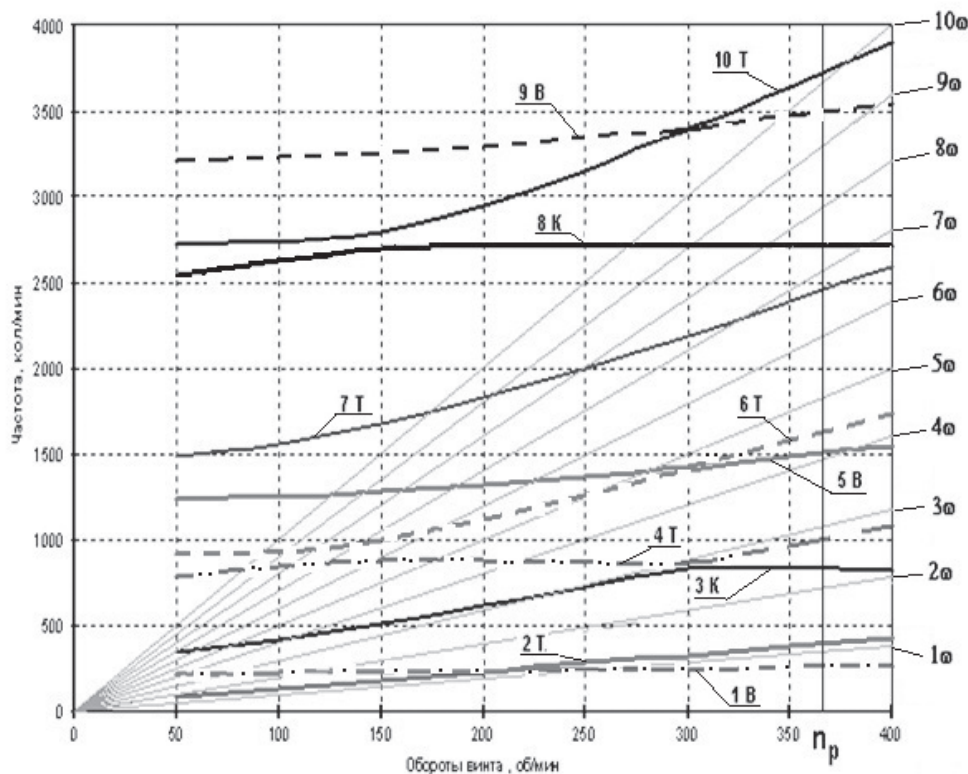


Рис. 10. Резонансная диаграмма



наименьшей жесткости (4Т, 6Т, 7Т, 10Т) достаточно хорошо отстроены от гармоник внешней нагрузки.

Рассматривая частоты лопасти при ее колебаниях в плоскости наибольшей жесткости (1В, 5В, 9В), следует отметить близость к резонансу второго изгибного тона собственных колебаний (5В) к четвертой гармонике. Хотя малая отстройка данной частоты от четвертой гармоники не опасна благодаря

тому, что колебания лопасти по этой форме возможны только совместно с вертолетом, все же желательно несколько повысить эту частоту, хотя бы на  $\Delta \bar{p} = 0,1\omega$ .

На рис. 11—16 показаны собственные формы колебаний лопасти бесподшипникового несущего винта.

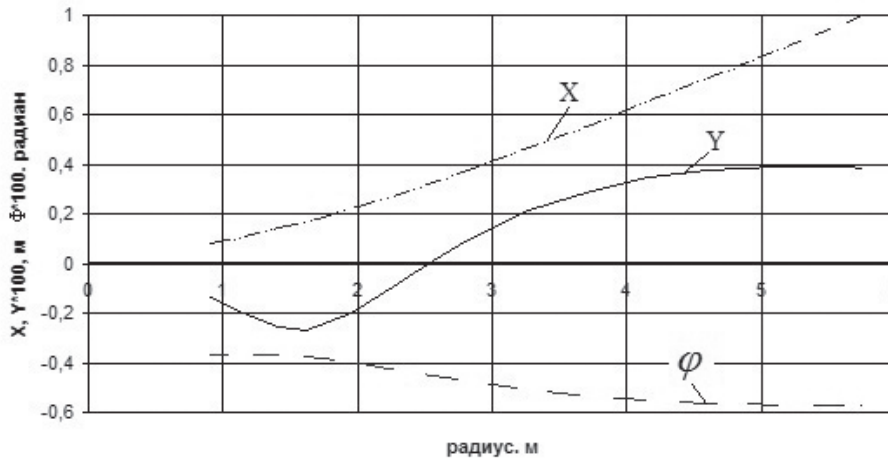


Рис. 11. Форма собственных колебаний по тону I

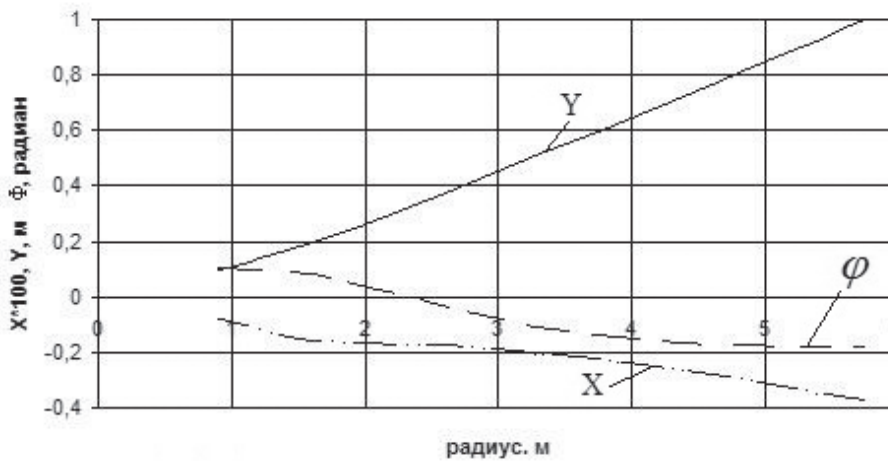


Рис. 12. Форма собственных колебаний по тону II

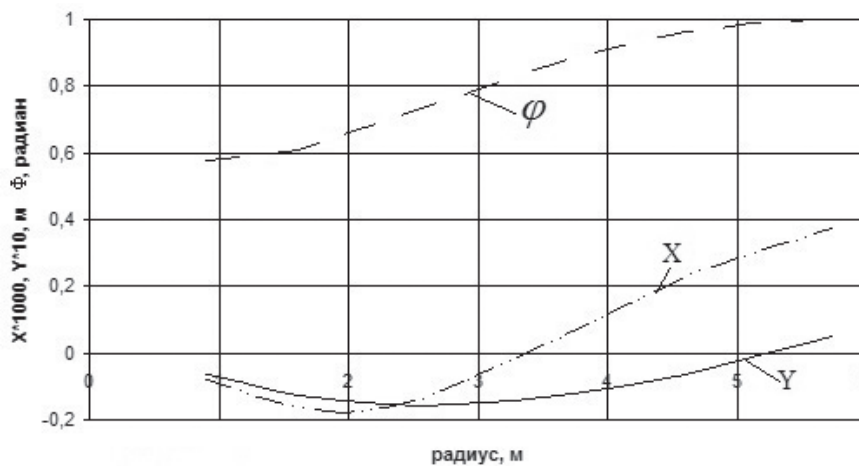


Рис. 13. Форма собственных колебаний по тону III

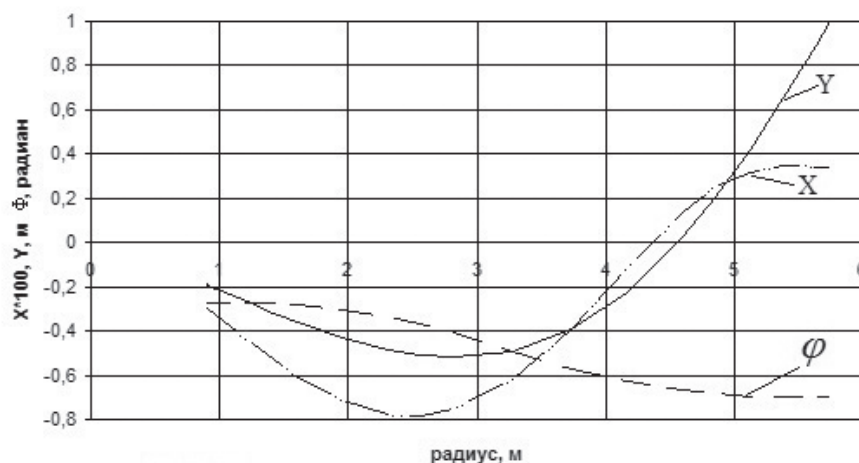


Рис. 14. Форма собственных колебаний по тону IV

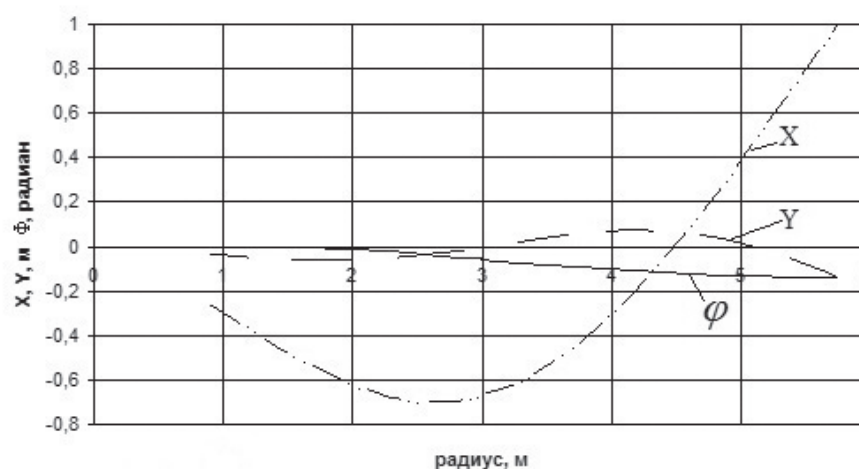


Рис. 15. Форма собственных колебаний по тону V

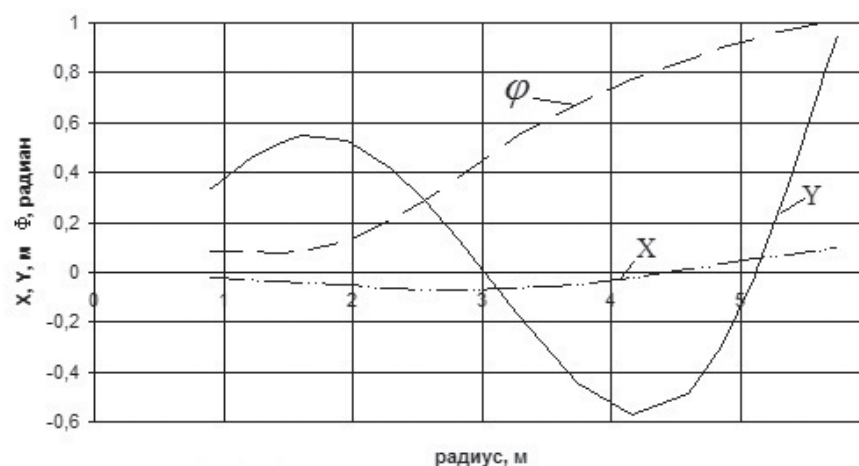


Рис. 16. Форма собственных колебаний по тону VI

**Выводы**

1. Разработан метод выбора основных параметров и расчета на прочность бесподшипниковых, в том числе жестких, несущих винтов на начальном этапе проектирования.

2. Рассмотрена конструкция бесподшипникового несущего винта для легкого вертолета и определены параметры основных конструктивных элементов втулки.

## Библиографический список

1. Некрасов А.В. Особенности динамики и прочности «жесткого» винта вертолета // Техника Воздушно-го флота. 1970. №2.
2. Некрасов А.В. Расчет напряжения в лопасти несущего винта вертолета на больших скоростях полета // Труды ЦАГИ. 1964. №898. С. 40-71.
3. Миль М.Л., Некрасов А.В., Браверман А.С., Гродко Л.Н., Лейканд М.А. Вертолеты. Т.2. Колебания и динамическая прочность. — М.: Машиностроение, 1967. — 424 с.
4. Kartashov V.B., Michylox S.A., Nikolaev E.I., Khlebnikov A.A. Mathematical modeling of loading of bearingless main rotor with elastic elements of torsional type. 25th European rotorcraft forum. Rome-Italy September 14-16, 1999, pp.14-16.
5. Gross David W. and Harris Franklin D. Prediction of inflight stalled airloads from oscillating airfoil data, American Helicopter Society 25th annual National Forum, Presented at the Sheraton-Park Hotel, Washington, D.C., May 14, 15, 16, 1969; The Boeing Company, Vertol division, Philadelphia, Pennsylvania.
6. Carta Franklin O., Niebanck Charles F. Prediction of rotor instability at high forward speeds. United Aircraft Corporation Sikorsky Aircraft Division, Stratford, Connecticut, 1969. Volume III «Stall flutter» — 88p.

## PARAMETERIZATION AND METHODS TO ENSURE DURABILITY OF BEARINGLESS MAIN ROTORS (INCLUDING RIGID ROTORS)

Pavlenko N.S.

Moscow helicopter plant named after M.L. MiL,  
26/1, Garshina str., Tomilino, Moscow Region, 140070, Russia  
e-mail: npavlenko@mi-helicopter.ru

### Abstract

Parameterization algorithms for main structural elements of helicopter BMR, i. e. bearingless main rotor, (including rigid rotors) is a multiphase task.

The first stage involves the static calculations and construction of blade resonance diagram.

The calculations of alternative stresses is the content of the second phase of the parameterization.

The calculations of the local strength and stiffness is the final phase of calculations based on finite-elements model.

This article is devoted to the first stage of BMR parameters selection algorithm and BMR durability analysis. Its main results are also used at subsequent stages of calculations and design.

The first stage contains calculations of rotor hub stiffness matrix, blade free vibration modes and frequencies, construction of blade resonance diagram, blade deformation calculations and constant stresses caused by centrifugal force impact during the flight, and blade droop caused by gravity when the helicopter is on the ground.

To provide static strength, stability (self-oscillations of flutter type) and dynamic strength of bearingless main rotors it's essential to use more complicated calculation models and methods than those used for conventional hinged rotors, due to the complexity of the boundary conditions, used to solve differential equations of natural

and forced oscillations of a blade. The paper proposes the solution of this problem by introducing hub stiffness matrix to analytic model, and offers the methodology of its elements calculation.

The article describes the design variant of light helicopter bearingless main rotor and presents the results of of BMR rotorhead main parameters selection, which can be generalized for a wide range of designs.

**Keywords:** main rotor, vibrations, oscillations, blade deformation, torsion, differential equations.

### References

1. Nekrasov A.V. *Trudy TsAGI*, 1964, no. 898, pp. 40-71.
2. Mil' M.L., Nekrasov A.V., Braverman A.S., Grodco L.N., Leikand M.A. *Vertolety* (Helicopters), Moscow, Mashinostroenie, 1967, vol. 2, 424 p.
3. Kartashov V.B., Michylox S.A., Nikolaev E.I., Khlebnikov A.A. Mathematical modeling of loading of bearingless main rotor with elastic elements of torsional type. *25th European rotorcraft forum. Rome-Italy September, 1999*, pp. 14-16.
4. Carta Franklin O., Niebanck Charles F. *Prediction of rotor instability at high forward speeds*. United Aircraft Corporation Sikorsky Aircraft Division, Stratford, Connecticut, 1969, vol. III, p. 88.