

РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ РАБОЧИХ КОЛЕС ВЕНТИЛЯТОРОВ ЦЕНТРОБЕЖНОГО ТИПА

И. В. Демьянушко¹, А. Б. Беляев²

¹sopromat@mail.ru, ²okmim@ugatu.ac.ru

¹Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ)

²ФГБОУ ВО «Уфимский государственный авиационный технический университет» (УГАТУ)

Поступила в редакцию 14.12.2017

Аннотация. На основе известных уравнений механики МКЭ с применением программного комплекса определено напряженно-деформированное состояние дисков и лопаток рабочих колес центробежного типа. Проведен анализ результатов расчета. Получены краевые условия для решения местной прочности около крепежных отверстий в элементах дисков колес. На основе обобщенного уравнения контактного взаимодействия пластины с отверстием, в которое установлен винт с радиальной нагрузкой, находится контактное давление по контуру отверстия.

Ключевые слова: ротор; деформация; напряжения; лопатка, диск.

ВВЕДЕНИЕ

Повышение удельных энергетических параметров машин – одна из основных задач машиностроения. К таким машинам относятся компрессорные и вентиляторные установки центробежного типа, широко применяемые в различных отраслях промышленности: авиастроении, судостроении, нефтяной и газовой промышленности, железнодорожном транспорте, энергетике и др.

Эксплуатация таких установок показала, что основными поломками являются разрушение покрывных дисков в местах крепления лопаток по крепежным отверстиям [1].

Создание надежных машин с повышенными окружными скоростями рабочих колес (роторов) требует всестороннего изучения результатов эксплуатации, характера и вида поломок. Расчеты на прочность, включающие в себя: расчет статической прочности рабочего колеса, расчет узлов крепления лопаток к дискам, определение собственных частот и форм колебаний дисков и лопаток, расчет валов и валопроводов и др., а также разработку конструктивно-технологических мероприятий, направленных на повышение удельных, энергетических параметров установок центробежного типа, представляет собой цель и научную новизну работы. Решение таких задач обеспечит проектирование изделий на новом уровне.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ СТАТИЧЕСКОЙ ПРОЧНОСТИ

В представленной работе рассматривается первый этап реализации этого направления.

В основу расчета на прочность рабочих колес центробежных нагнетателей положено определение напряженно-деформированного состояния (н.д.с.) коренного, покрывного дисков и лопаток между ними.

Предполагается, что лопатки являются радиальными пластинами, а усилия от лопаток вызывают в дисках асимметричное н.д.с. В этом случае диски и лопатки объединяются, расчет лопатки рассматривается как расчет плоской пластины произвольного очертания в поле центробежных сил, действующих в плоскости пластинки, а расчет диска как осесимметричного тела с учетом действия центробежных сил и совместности перемещений диска и лопатки в зоне соединения. При этом в лопатке учитывается плоское напряженное состояние, а в диске осесимметричное. По программе МКЭ выполнен расчет н.д.с. рабочего колеса центробежного типа Ц4-72. На рис. 1 показано меридиональное сечение колеса с разбивкой на конечные элементы. Для сокращения времени по подготовки исходной информации для разбиения конструкций на конечные треугольные элементы использовалась программа автоматического разбиения. Для определения распределения напряжений в лопатках, а также дисков в местах около отверстий под крепежные элементы (шпильки, болты и др.) расчетные схемы характеризуются плоским напряженным состоянием. Для решения применялся плоский треугольный элемент постоянной толщины с шестью степенями свободы. Толщина элемента определялась как среднее арифметическое толщин, заданных в узлах

$$h_e = \frac{1}{3}[h(i) + h(j) + h(k)].$$

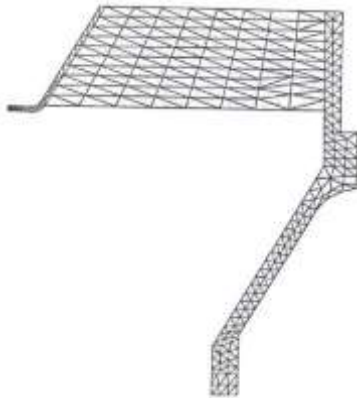


Рис. 1. Меридиональное сечение рабочего колеса вентилятора типа Ц4-72

Для рабочих колес вентиляторов лопатки, имеющие установочный угол, отличный от нуля, толщина лопатки бралась исходя из ее проекции на радиальное направление (рис. 2).

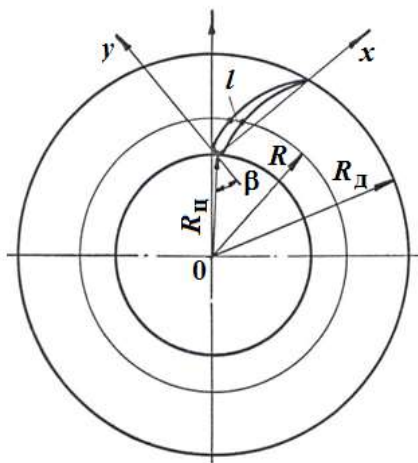


Рис. 2. Расположение и установка лопатки на диске рабочего колеса вентилятора

В случае крыловидной лопатки (рис. 3.) система уравнений, описывающая профиль лопатки, имеет вид:

$$Y = Y_0 + (Y_1 - Y_0) \cdot \sqrt{\frac{X}{X_1}},$$

$$\text{аналогично } Y' = Y'_0 + (Y'_1 - Y'_0) \sqrt{\frac{X}{X_1}},$$

при $X_0 \leq X \leq X_1$

$$Y = Y_i + (Y_{i+1} - Y_i) \cdot \frac{X - X_i}{X_{i+1} - X_i}$$

$$\text{аналогично } Y' = Y'_i + (Y'_{i+1} - Y'_i) \frac{X - X_i}{X_{i+1} - X_i};$$

при $X_i < X \leq X_{i+1}, i = 2, n - 2$

$$Y = Y_n + (Y_{n+1} - Y_n) \cdot \sqrt{\frac{X_n - X}{X_n - X_{n-1}}},$$

$$\text{аналогично } Y' = Y'_n + (Y'_{n-1} - Y'_n) \sqrt{\frac{X_n - X}{X_n - X_{n-1}}},$$

при $X_{n-1} < X \leq X_n$.

Координаты центра диска (Ц) (рис. 4) в системе координат XOY имеют вид:

$$X_{\text{ц}} = -R_{\text{ц}} \cdot \sin\beta; Y_{\text{ц}} = -R_{\text{ц}} \cdot \cos\beta.$$

Действительное решение уравнений $R^2 = (X - X_{\text{ц}})^2 + (Y - Y_{\text{ц}})^2$ и $R^2 = (X - X_{\text{ц}})^2 + (Y'(x) - Y_{\text{ц}})^2$ определяет координаты пересечения окружности радиуса R с профилем лопатки, т.е. X^*, Y^* и (X_1^*, Y_1^*) или же $l = \sqrt{(X^* - X_1^*)^2 + (Y^* - Y_1^*)^2}$.

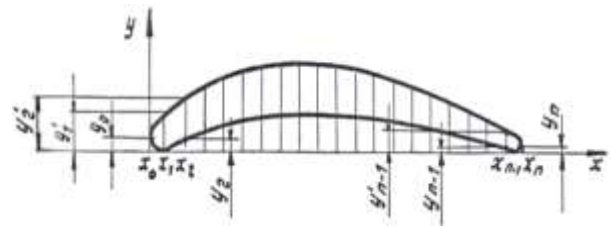


Рис. 3. Задание профиля лопатки в прямоугольной системе координат

Анализ н.д.с. покрывных дисков показал, что радиальные и окружные напряжения являются растягивающими. Имеются изгибные напряжения в месте перехода полотна диска в горловину. Коренной диск испытывает изгиб в наружную сторону как в радиальном так и окружном направлении (рис. 4–6).

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТОВ КОНЦЕНТРАЦИИ НАПРЯЖЕНИЙ

Учитывая контактное взаимодействие цилиндрической поверхности крепежных винтов с отверстиями в дисках (исходя из конструкции узлов крепления лопаток), представляется важным и необходимым знание закона распределения контактного давления в крепежных отверстиях дисков с точки зрения расчета на прочность узла крепления лопаток, а в первую очередь прочности покрывного диска.

Приближенное решение задачи контактного взаимодействия в виде интегро-дифференциального уравнения, решение которого выполнено методом конечных разностей, приведено в работе [2]. Частные решения этой задачи рассматривались в статьях других авторов [3–5] и др. В работе [6] на основе предшествующих работ приводится решение обобщенного уравнения для определения контактных давлений. Конечное решение уравнения представляется в виде:

$$p_\alpha = \frac{P_0}{\pi R_1} \left[\frac{\sqrt{a_0^2 + 1} - 1}{a_0^2 + 1} \ln \frac{\sqrt{a_0^2 + 1} - \varphi(\alpha)}{\sqrt{a_0^2 + 1} + \varphi(\alpha)} + \frac{2\varphi(\alpha)}{\sqrt{a_0^2 + 1} \cdot (1 + \xi^2)} \right] -$$

$$- \frac{1}{2\pi\sqrt{a_0^2 + 1}} \left(F + \frac{2\pi\varepsilon E}{(1 + \chi)(1 + \nu)R_1} \right) \ln \frac{\sqrt{a_0^2 + 1} - \varphi(\alpha)}{\sqrt{a_0^2 + 1} + \varphi(\alpha)},$$

где

$$\varphi(\alpha) = \sqrt{a_0^2 - \xi^2}; \quad a_0 = \operatorname{tg} \frac{\alpha_0}{2}; \quad \xi = \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}; \quad \varepsilon = R_1 - R_2;$$

$$F = \frac{2P_0 \{ a_0^2 + (\sqrt{a_0^2 + 1} - 1) [2 - \ln(a_0^2 + 1)] \}}{\sqrt{a_0^2 + 1} [2 - \ln(a_0^2 + 1)] R_1} +$$

$$+ \frac{2\pi\varepsilon E [2(\sqrt{a_0^2 + 1} - 1) + \ln(a_0^2 + 1)]}{(1 + \chi)(1 + \nu) [2 - \ln(a_0^2 + 1)] R_1}.$$

$\chi = (3 - \mu)/(1 + \mu)$ – постоянная для обобщенного напряженного состояния.

$\chi = 3 - 4\mu$ – постоянная для плоской деформации.

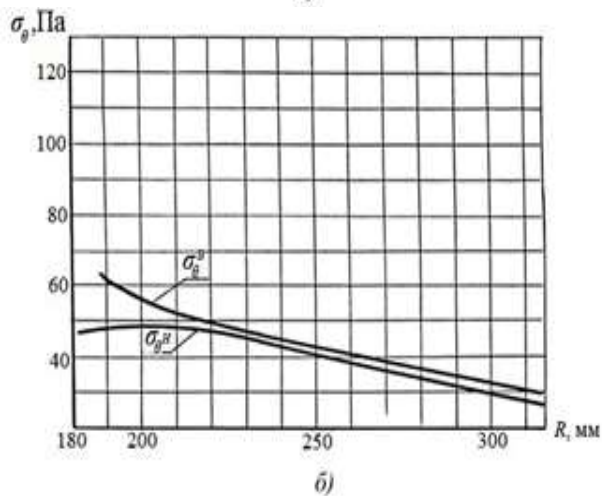
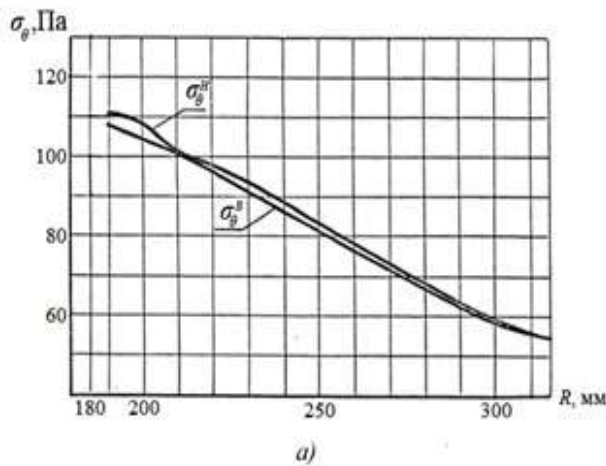


Рис. 4. Распределение окружных напряжений в покрывном диске (а); распределение окружных напряжений в коренном диске (б)

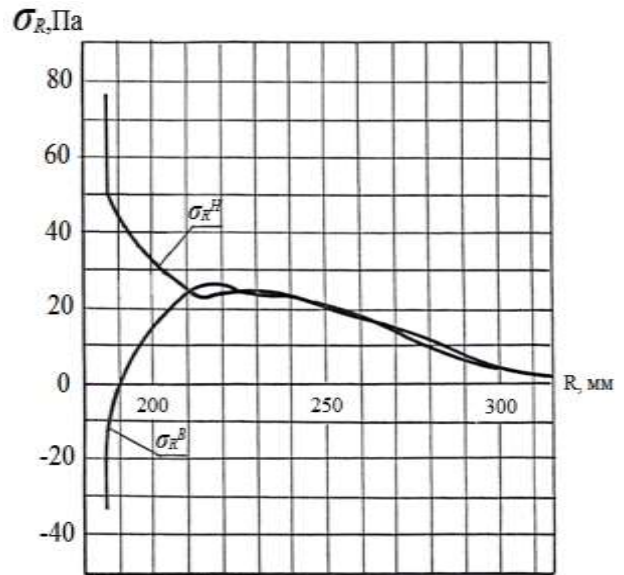


Рис. 5. Распределение радиальных напряжений в покрывном диске

Представленное уравнение реализуется в программном пакете Microsoft Excel. На рис. 7 изображена картина взаимодействия двух круговых цилиндров. На рис. 8 приведена кривая зависимости $\alpha_{0i} = p/\varepsilon E$, где α_{0i} – текущий угол контактного взаимодействия сопрягаемых двух круговых цилиндров [7].

Расчет узлов крепления лопаток к дискам сводится к определению коэффициентов концентрации напряжений на контурах крепежных отверстий в покрывном диске. Для этого рассматривалась двухосно нагруженная пластина с отверстием, по контуру которого прикладывалось контактное давление. Расчетная схема представлена на рис. 9. Результаты расчетов представлены на рис. 10. Расчет выполнялся по программе МКЭ.

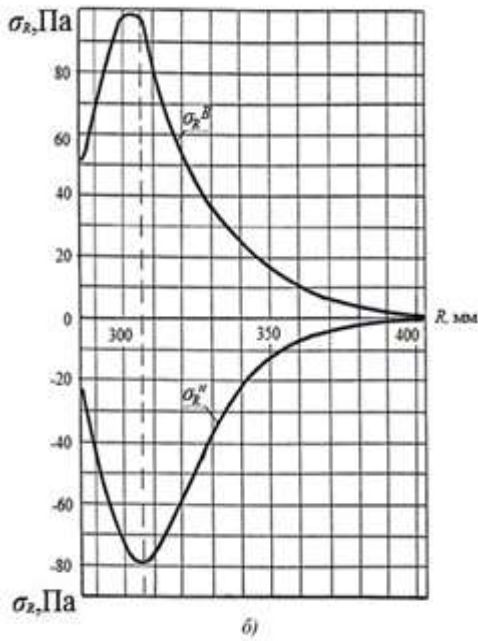
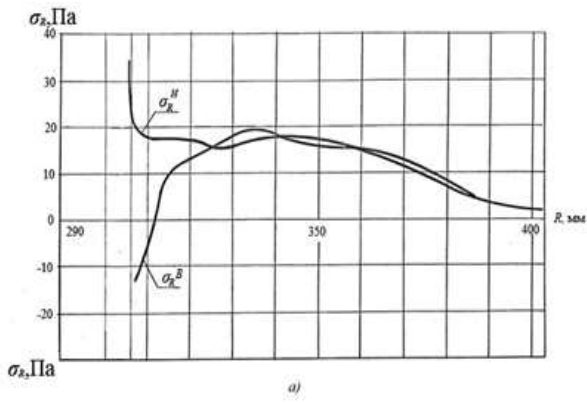


Рис. 6. Распределение радиальных напряжений в покрывном диске (а) и в корневом диске (б)

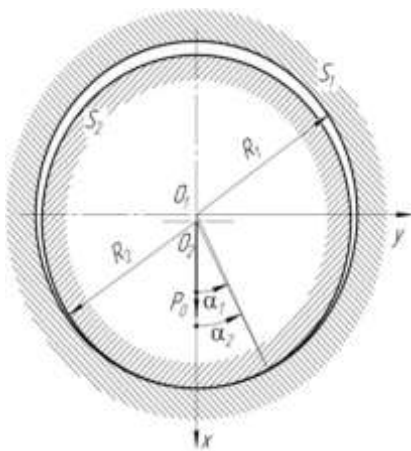


Рис. 7. Установка кругового диска (сечение крепежного винта) в отверстие пластины

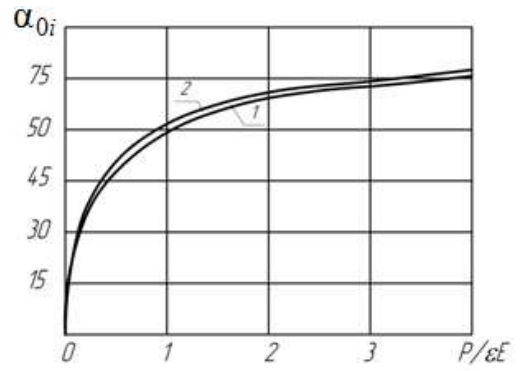


Рис. 8. Зависимость области контакта α_{0i} от величины $p/\epsilon E$: 1 – решение для плоской деформации; 2 – решение для обобщенного плоского напряженного состояния

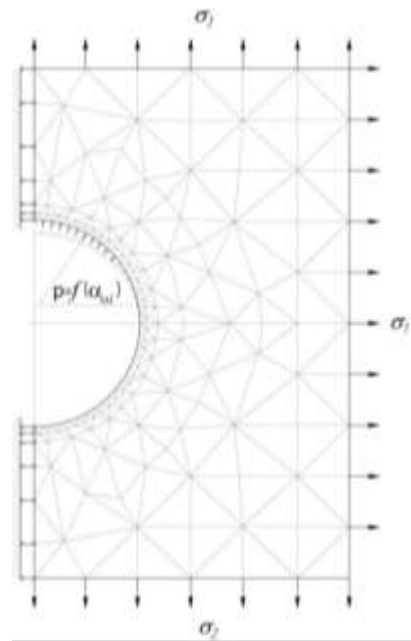


Рис. 9. Расчетная схема

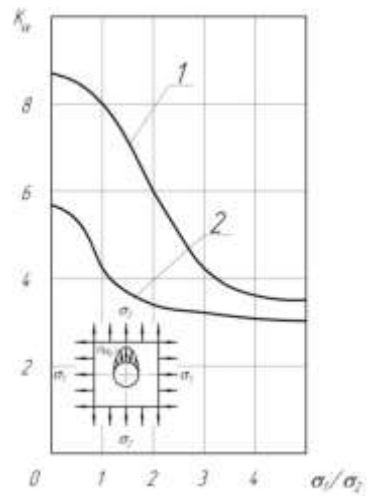


Рис. 10. Изменение коэффициента концентрации напряжений на контуре крепежного отверстия

РАСЧЕТ ДОЛГОВЕЧНОСТИ

Далее рассматривается расчет долговечности рабочих колес вентиляторов в зависимости от концентрации напряжений около крепежных отверстий в дисках, которые является определяющим фактором ресурса. Расчет основан на использовании формулы Мэнсона.

Разрушения рабочих колес вентиляторов, происходящие по истечении некоторого срока службы являются следствием накопления повреждений в материале.

В связи с тем, что рабочее колесо подвергается воздействию нагрузок, меняющихся во времени, разрушение их может быть следствием трех механизмов повреждений: длительного статического разрушения, усталости и малоциклового усталости. Усталостные повреждения, связанные с вибрационными нагрузками на этапе проектирования, обычно не учитываются из-за отсутствия сведений об этих нагрузках и косвенной связи с ресурсом. Оценка долговечности по критерию длительной статической прочности, осуществляется обычными методами, подробно рассмотренными в работе [8].

Разрушения от малоциклового усталости рабочих колес более вероятно от мест концентрации напряжений, которые и определяют ресурс рабочего колеса.

Число циклов до разрушения можно найти как по экспериментальным кривым, так и используя уравнение кривой универсальных наклонов Менсона [9]

$$\Delta \varepsilon_{(n)} = \frac{3,5(\sigma_b - \sigma_{m(n)})}{E} (N_{(n)}^*)^{-0,12} + \left(\ln \frac{1}{1 + \psi} \right)^{0,6} (N_{(n)}^*)^{-0,6},$$

где $\Delta \varepsilon_{(n)}$ – размах полных деформаций в n -м цикле; σ_b – предел прочности материала; $\sigma_{m(n)}$ – среднее напряжение n -го цикла; E – модуль упругости материала; ψ – коэффициент поперечного сужения образца.

Для определения размаха полных деформаций необходимо знать упругопластические параметры в точке максимальных напряжений у концентратора σ^* и ε^* .

Зависимость, связывающая параметры α_σ , α_ε и α_T по Нейберу представляются:

$$\alpha_\sigma \cdot \alpha_\varepsilon = \alpha_T^2, \quad \sigma^* = \sqrt{C \cdot E^*},$$

где E^* – секущий модуль упругости кривой деформирования; $C = \sigma_H \cdot \varepsilon_H \cdot \alpha_T^2 = \text{const}$.

Применение метода переменных параметров упругости позволяет находить σ^* и ε^* .

В качестве примера приводятся результаты расчета долговечности колеса типа Ц4-72. Исходными величинами являются параметры кривой деформирования $\sigma = f(\varepsilon)$ для материала Д16АТ, $\sigma_{02} = 28$ кгс/мм², $\sigma_b = 43,5$ кгс/мм², $E = 0,66 \cdot 10^4$ кгс/мм², $\psi = 30\%$, $t = 20^\circ\text{C}$, упругие параметры цикла: $\sigma_{\max} = 50$ кгс/мм², $\sigma_{\min} = 0$.

При приведенных исходных данных величина долговечности в циклах составляет $N^* = 3,6 \cdot 10^4$, повреждаемость за один цикл составляет $P_{\text{ц}} = 1/N^* = 2,761 \cdot 10^{-5}$.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Предложена методика расчета на прочность рабочих колес компрессорных (вентиляторных) установок центробежного типа, учитывающая опыт эксплуатации и характер поломок дисков по крепежным отверстиям. Методика включает в себя:

- определение н.д.с. дисков и лопаток;
- определение распределения контактного давления на контурах отверстий в дисках от взаимодействия с крепежными винтами для лопаток;
- определение максимального коэффициента концентрации напряжений около-крепежных отверстий в местах установки лопаток диска;
- определение числа циклов до разрушения рабочих колес от малоциклового усталости.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Раер Г. А. Динамика и прочность центробежных компрессорных машин. Л.: Машиностроение, 1982. 312 с. [G.A. Raer. Dinamika i prochnost' centrobeznyh kompressornyh mashin. L.: Mashinostroenie, 1968.]
2. Штаерман И. Я. Контактная задача теории упругости. М: Гостехиздат, 1949. 270 с. [I.Ja. Shtaerman. Kontaktnaja zadacha teorii uprugosti. M: Gostehizdat, 1949.]
3. Каландия А. И. К контактными задачам теории упругости // ПММ. 1957. Т. XXI, вып. 3. С. 389–398. [A.I. Kalandija. K kontaktnym zadacham teorii uprugosti. – PММ, Т. XXI, вып. 3, 1957. S. 389-398.]
4. Ромалис Б. А. Распределение давления при внутреннем контакте упругих круговых цилиндров // Вестник машиностроения. 1958. № 12. С. 13–15. [B.A. Romalis. Raspredelenie davlenija pri vnutrennem kontakte uprugih krugovyh cilindrov. Vestnik mashinostroenija, № 12, S. 13-15.]
5. Понасюк В. В., Теплый М. И. Об одной контактной задаче с учетом сил трения // Прикладная механика. 1972. Вып. 7. С. 8–14. [V.V.Ponasjuk, M.I. Teplyj. Ob odnoj kontaktnoj zadache s uchetom sil trenija. Prikladnaja mehanika. Vyp. 7, 1972. S. 8-14.]
6. Понасюк В. В., Теплый М. И. Определение контактных напряжений при внутреннем сопротивлении ци-

линдрических тел // Прикладная механика. 1971. Вып. 4. С. 3–8. [V.V.Ponasjuk, M.I. Teplyj. Opredelenie kontaktnyh naprjazhenij pri vnutrennem soprotivlenii cilindricheskih tel. Prikladnaja mehanika. Вып. 4, 1971. С. 3-8.]

7. **Сухарев И. П., Ушаков Б. Н.** Прочность шарнирных узлов машин. М.: Машиностроение, 1977. 147 с. [I.P. Suharev, B.N. Ushakov. Prochnost' sharnirnyh uzlov mashin. М.: Mashinostroenie, 1977. С. 147.]

8. **Биргер И. А., Демьянушко И. В.** Расчет на прочность вращающихся дисков. М.: Машиностроение, 1978. 247 с. [I.A.Birger, I.V.Dem'janushko. Raschet na prochnost' vrashhajushhihsja diskov. М.: Mashinostroenie, 1978. С. 247.]

9. **Демьянушко И. В., Темис Ю. М.** Определение циклической долговечности при проектировании роторов ГТД. Проблемы прочности и динамики в авиадвигателестроении // Труды ЦИАМ. 1982. Вып. 2, № 996. С. 24–38. [I.V.Dem'janushko, Ju.M. Temis. Opredelenie ciklicheskoj, dolgovechnosti pri proektirovanii rotorov GTD. Problemy prochnosti i dinamiki v aviadvigatelestroenii. Vypusk 2, trudy CIAM, № 996, 1982. С. 24-38.]

ОБ АВТОРАХ

ДЕМЬЯНУШКО Ирина Вадимовна, зав. каф. строительной механики. Д-р техн. наук, проф. МАДИ. Иссл. в обл. динамики и прочности роторов, дисков, корпусных деталей и узлов в машиностроении.

БЕЛЯЕВ Андрей Борисович, зам. нач. отдела БашНИ-Инефтемаш. Дипл. инж. механик-экономист. иссл. в обл. технической диагностики деталей и узлов машиностроения, статики и динамики нагнетательных установок.

METADATA

Title: Calculation on durability of driving wheels of centrifugal type fans.

Authors: I. V. Demyanushko¹, A. B. Belyaev²

Affiliation:

¹ Moscow automobile and road state technical university (MADI), Russia

² Ufa State Aviation Technical University (UGATU), Russia

E-mail: ²okmim@ugatu.ac.ru

Language: Russian

Source: Vestnik UGATU (scientific journal of Ufa State Aviation Technical University), vol. 21, no. 1 (75), pp. 11-16, 2017. ISSN 2225-2789 (Online), ISSN 1992-6502 (Print).

Abstract: On the basis of the known equations of mechanics of MKE with application of a program complex the intense deformed condition of disks and shovels of driving wheels of centrifugal type is defined. The analysis of results of calculation is carried out. Regional conditions for the solution of local durability about fixing openings in elements of disks of wheels are received. On the basis of the generalized equation of contact interaction of a plate with an opening in which the screw with radial loading is installed there is contact pressure on an opening contour.

Key words:

rotor, deformation, tension, shovel, disk

About authors:

DEMYANUSHKO Irina Vadimovna, head of the department of construction mechanics. Doctor of Engineering, prof. of MADI. Researches in the field of dynamics and durability of rotors, disks, case details and nodes in mechanical engineering.

BELYAEV Andrey Borisovich, assistant department head Bashniineftemash. Diploma in engineering economist-mechanic. Researches in the field of technical diagnostics of details and nodes of mechanical engineering, a statics and dynamics of delivery installations.