

sing panel-type air diffusers with constant cross-sectional square and horizontal shelf pressure equalizers is not determinant, on the basis of Bernoulli Equation, on condition of uniform inside static superpressure and uniform initial velocity of the flow, equations have been obtained that allow defining analytically the relative lengths of horizontal shelf pressure equalizers as well as local resistance factor of the air diffuser and its parts.

Keywords: air diffuser; horizontal shelf pressure equalizers;

УДК 674.053.001

Доц. С.В. Зубик, канд. техн. наук –

Інститут менеджменту та економіки "Галицька академія"

ОСНОВНІ РІВНЯННЯ ТЕОРІЇ КОЛИВАННЯ ДИСКОВИХ ПИЛ

Здійснено теоретичні дослідження роботи дискових пил, які під час роботи перебувають у динамічному стані під дією поперечних коливань. Дослідження вільних коливань диска пили засвідчили, що при цьому можна застосувати як точні, так і наближені методи розрахунку. Це дасть змогу в процесі обчислень, внаслідок зміни діаметра, товщини пили, отримати відповідні динамічні навантаження полотном пили, прогин пластини (пили) її стійкість, що призводить до деформації і прояву звукових коливань дискових пил.

У процесі роботи дискові пили перебувають в динамічному стані, які визначаються здебільшого поперечними коливаннями. Для управління режимами роботи і зниження їхньої стійкості здійснено дослідження поперечних коливань дискових пил. Круглу дискову пилу можливо розглядати, як тонку пластину постійної товщини, твердо або пружно затиснуту по внутрішньому контуру і вільну по зовнішньому контуру. Тому теоретичні розрахунки розміщення температурного поля і напруги, які виникають у процесі роботи пили, а також дослідження стійкості та поперечних коливань диска пили можливо здійснити на основі рівняння теорії пружних пластин.

Розглянемо однорідну пластину постійної товщини h , обмежену круглим контуром – із зовнішнім радіусом b і внутрішнім a . Центральну площину пластини віднесемо до полярної системи координат (r, θ) (рис. 1). У разі виведення основних рівнянь теорії коливання дискових пил прийнемо гіпотезу Кіркгофа про незмінність нормального елемента, згідно з якою нормальний до центральної площини елемент до деформації і після деформації має початкові параметри, тобто не прогинається і не змінює своєї довжини.

Позначимо радіальне і колове переміщення і прогин середньої площини пластин через U, V, W , а відносне видовження її у радіальному і коловому напрямках і зміщення через $\varepsilon_r, \varepsilon_\theta, \varepsilon_{r\theta}$. Зв'язок між введеними деформаціями і переміщеннями у середній площині пластини виражається відомими із теорії пружності [1, 2, 3] формулами.

$$\varepsilon_r = \frac{\partial U}{\partial r}; \quad \varepsilon_\theta = \frac{1}{r} \left(\frac{\partial V}{\partial \theta} + U \right); \quad \varepsilon_{r\theta} = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial U}{\partial \theta} + \frac{\partial V}{\partial r} - \frac{V}{r} \right) \quad (1)$$

Згідно з прийнятою гіпотезою, визначаємо переміщення U, V, W і деформації $l_r, l_\theta, l_{r\theta}$ у будь-якій точці пластини, яка розташована на відвалі z від центральної площини. Маємо формули

$$U = U + Zv_r; \quad V = v + Zv_\theta; \quad W = w \quad (2)$$

$$l_r = \varepsilon_r + ZX_r; \quad l_\theta = \varepsilon_\theta + ZX_\theta; \quad l_{r\theta} = \varepsilon_{r\theta} + ZX_{r\theta} \quad (3)$$

де
$$v_r = -\frac{\partial W}{\partial r}; \quad v_\theta = \frac{1}{r} \frac{\partial W}{\partial \theta}; \quad (4)$$

$$X_r = \frac{\partial^2 W}{\partial r^2}; \quad X_\theta = -\frac{1}{r} \frac{\partial W}{\partial r} - \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 W}{\partial \theta^2}; \quad X_{r\theta} = -\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial W}{\partial \theta} \right)$$

Виділимо елемент пластини товщиною h двома радіальними і циліндричними січеннями. На нього діють нормальні напруження σ_r, σ_θ і дотичні напруження $\sigma_{r\theta} = \sigma_{\theta r}$; σ_{rz} , $\sigma_{\theta z}$ (рис. 2). Зв'язок між напруженнями і деформаціями в елементі пластини на основі закону Гука обчислюють за формулами:

$$\sigma_r = \frac{E}{1-\nu^2} (l_r + \nu l_\theta); \quad \sigma_\theta = \frac{E}{1-\nu^2} (l_\theta + \nu l_r); \quad \sigma_{r\theta} = \frac{E}{1+\nu} l_{r\theta} \quad (5)$$

де: E – модуль Юнга; ν – коефіцієнт Пуассона.

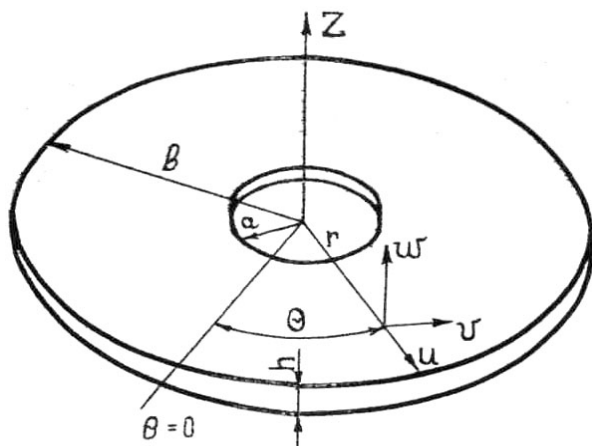


Рис. 1. Дисківна пластина

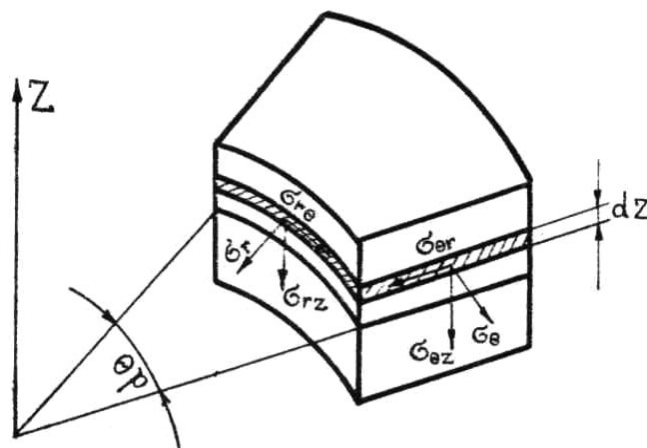


Рис. 2. Елемент дисківної пластини

Замість напружень розглянемо задачі, статистичні еквівалентні їм зусилля і моменти (рис. 3, 4).

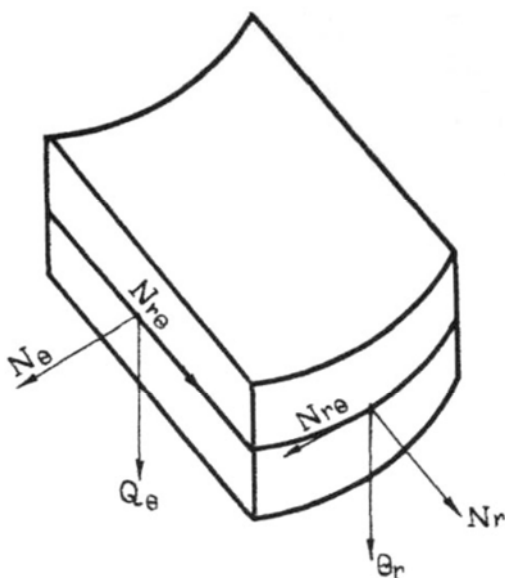


Рис. 3.

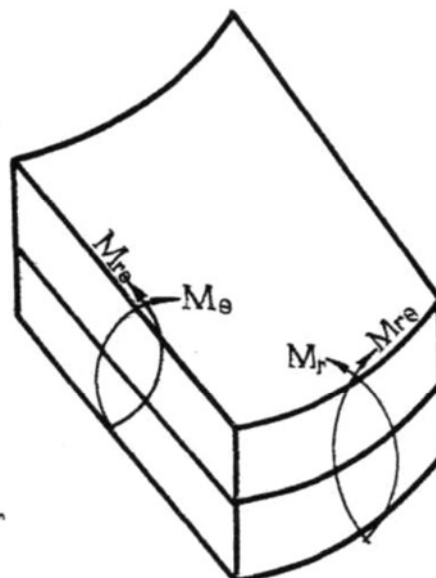


Рис. 4.

Введення внутрішніх зусиль і моментів дає змогу задачу про рівновагу просторового елемента пластики звести до задачі про рівновагу відповідного елемента його центральної площини. Розглядаючи умови рівноваги елемента, якого деформовано в центральну площину під дією внутрішніх зусиль і моментів, зовнішнього поперечного навантаження q і поперечної сили інерції, знаходимо рівняння руху пластини:

$$\begin{cases} \frac{\partial N_r R}{\partial r} + \frac{\partial N_{r\theta}}{\partial \theta} - N_\theta = 0 \\ \frac{\partial N_{r\theta} R}{\partial r} + \frac{\partial N_\theta}{\partial \theta} + N_{r\theta} = 0 \end{cases} \quad (6)$$

$$\begin{aligned} & \frac{\partial Q_r r}{\partial r} + \frac{\partial Q_\theta}{\partial \theta} - \frac{\partial}{\partial r}(N_r \cdot r v_r) - \frac{\partial}{\partial \theta}(N_\theta v_\theta) - \\ & - \frac{\partial}{\partial r}(N_{r\theta} r v_\theta) - \frac{\partial}{\partial \theta}(N_{r\theta} v_r) + q r - \rho h r \frac{\partial^2 W}{\partial t^2} = 0 \end{aligned} \quad (7)$$

$$\frac{\partial N_r r}{\partial r} + \frac{\partial M_{\theta r}}{\partial \theta} - M_{r\theta} - \theta_r r = 0 \quad \frac{\partial N_{r\theta} r}{\partial r} + \frac{\partial M_\theta}{\partial \theta} - M_{r\theta} - \theta_\theta r = 0$$

Зусилля і моменти, які входять у систему рівнянь (6, 7), можна виразити через деформації шляхом множення рівностей (5) на ∂z потім на $z \partial z$ і інтегруючи у границях від $Z = -\frac{h}{2}$ до $Z = \frac{h}{2}$.

Використовуючи рівняння (3), одержимо:

$$N_r = B(\varepsilon_r + \nu \varepsilon_\theta); \quad N_\theta = B(\nu \varepsilon_r + \varepsilon_\theta); \quad N_{r\theta} = (1 - \nu) B \varepsilon_{r\theta} \quad (8)$$

$$M_r = D(x_r + \nu x_\theta); \quad M_\theta = D(x_\theta + \nu x_r); \quad M_{r\theta} = (1 - \nu) D x_{r\theta} \quad (9)$$

де $B = \frac{Eh^3}{(1 - \nu^2)}$ – циліндрична твердість розтягування; $D = \frac{Eh}{12(1 - \nu^2)}$ – циліндрична твердість прогину пластини.

Під час розрахунку пластин у більшості задач можна не враховувати вплив розтягування пластини на її прогин. Це означає, що в третьому рівнянні системи (6) відпадуть члени, в яких наявні мембранні зусилля $N_r, N_\theta, N_{r\theta}$ і ця система поділиться на дві незалежні: система (6) описує задачу про плоский напружений стан пластини, а система (7) – задачу про її прогин.

Для складання рівняння, яке руйнує поперечні коливання пластини, вилучимо зусилля a_r і a_θ із системи (7).

$$\frac{1}{r} \frac{\partial^2 M_r r}{\partial r} - \frac{1}{r} \frac{\partial M_\theta}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 M_\theta}{\partial \theta^2} + \frac{2}{r^2} \frac{\partial M_{r\theta} r}{\partial r \partial \theta} + q - \rho h \frac{\partial^2 W}{\partial t^2} = 0. \quad (10)$$

Описуючи моменти через прогин згідно з формулами (4) і (9), отримаємо кінцеве рівняння вільних коливань круглої пластини постійної товщини:

$$D \nabla^4 W + \rho h \frac{\partial^2 W}{\partial t^2} - q = 0, \quad (11)$$

де ρ – масова щільність

$$\nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2}{\partial \theta^2}.$$

Рішення рівняння (11) повинно задовольнити такі граничні умови закріплення диска пили на радіусі $r = a$ край закріплений:

$$\omega = 0 \quad \frac{\partial W}{\partial r} = 0 \quad (12)$$

на радіусі $r = b$ край вільний

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 W}{\partial r^2} + \nu \left(\frac{1}{r} \frac{\partial W}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 W}{\partial \theta^2} \right) &= 0 \\ \frac{\partial}{\partial r} (\nabla^2 W) + \frac{(1-\nu)}{r^2} \frac{\partial^2}{\partial \theta^2} \left(\frac{\partial W}{\partial r} - \frac{1}{r} W \right) &= 0 \end{aligned} \quad (13)$$

Для дослідження вільних коливань диска пили необхідно розв'язати рівняння (11) за умов (12) (13) і $q = 0$. При цьому можна застосувати як точні, так і наближені методи розрахунку (4, 5).

Висновки. Внаслідок теоретичних досліджень встановлено, що поперечні коливання дискових пил під час роботи викликаються динамічними навантаженнями. Динамічні навантаження – це опір пили в процесі різання, защемлення по внутрішньому контуру, структура самого металу, внаслідок вони впливають на поперечні коливання, її напружений стан, що зумовлює прогин самої пили. Виявлено прямий зв'язок між поперечними коливаннями пили і інтенсивністю шуму в процесі роботи. У процесі теоретичних досліджень встановлено теоретичний зв'язок між інтенсивністю поперечних коливань, технічним станом пили і пильних вузлів взагалі.

Відомо, що шум від джерел може розповсюджуватися по повітрю, через конструкції, огороження, пневмотранспорт, систему вентиляції, технологічні канали, трубопроводи. Теоретичні дослідження показали, що шум можливо ліквідувати в його джерелі, крім того вони показали природу його походження.

Первопричина шуму пили – це динамічні навантаження напруженого стану всередині пили, її прогину, що спонукає інтенсивні поперечні коливання і випромінювання шуму. Протидія пили цим параметрам забезпечить її стійкість зниження прогину, поперечних коливань, що сприятиме зниженню шуму в джерелі його виникнення.

Література

1. Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле. – М., 1959. – 234 с.
2. Гонткевич В.С. Собственные колебания пластинок и оболочек. – К. : Вид-во "Наукова думка". – 1964. – 436 с.
3. Безухов И.И. Основы теории упругости, пластичности и ползучести. – М., 1961. – 284 с.
4. Михлин С.Г. Вариационные методы в математической физике. – М. : Изд-во "Наука". – 1971. – 236 с.
5. Тимошенко С.П. Сопротивление материалов. – М., 1965 – Т. 2. – 332 с.

Зубык С.В. Основные уравнения теории колебания дисковых пил

Осуществлены теоретические исследования работы дисковых пил, которые во время работы находятся в динамическом состоянии под действием поперечных колебаний. Исследования свободных колебаний диска пилы засвидетельствовали, что при этом можно применить как точные, так и приближенные методы расчета. Это даст возможность в процессе вычислений, в результате изменения диаметра, толщины пилы, получить соответствующие динамические нагрузки полотном пилы, прогиб пластины (пилы) и ее устойчивость, что приводит к деформации и проявлению звуковых колебаний дисковых пил.

Zybyk C.V. Basic equalizations of oscillation theory of disk saws

Theoretical researches of disk saws work are conducted, which during work are in the dynamic state under the action of transversal vibrations. Researches of free vibrations of saw disks showed that it is here possible use as exact so close methods of calculation. It will enable in the process of calculations at the change of diameter, thickness of saw, to get the proper dynamic loadings a saw-blade, bending of plate (saw) its firmness which brings a to saw deformation and display of sound vibrations of disk.

УДК 363.3

*Доц. В.В. Кий, канд. техн. наук – НЛТУ України, м. Львів;
мол. наук. співроб. В.Б. Матушевський – НДЧ НЛТУ України, м. Львів*

ОСНОВИ ТЕОРЕТИЧНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ПРОЦЕСУ РОЗКОЛЮВАННЯ ДЕРЕВИНИ РОБОЧИМ ОРГАНОМ СХІДЧАСТОЇ ФОРМИ

Запропоновано методику теоретичного дослідження процесу розколювання деревини робочим органом східчастої форми. Здійснено порівняльний аналіз результатів розрахунку максимального розколювального зусилля, розрахованого відповідно за класичною та запропонованою методиками.

Розколювання деревини, як один з видів її механічного оброблювання, набув широкого застосування як у промисловості, так і в побуті. На сьогодні розроблено чимало різноманітного за конструктивними особливостями дровокольного устаткування. Попри це, роботи в напрямі створення нових та удосконалення існуючих конструкцій колунів не припиняються. Зокрема, на кафедрі лісопромислового виробництва та лісових доріг НЛТУ України запропоновано робочий орган [1] східчастої форми, виконаний у формі двох суцільних клинів 2 і 3, леза яких зміщені на певну величину "е", що мають спільний корпус 1 (рис. 1). Кут загострення леза клина 2 такий самий або й більший, ніж кут загострення леза клина 3.

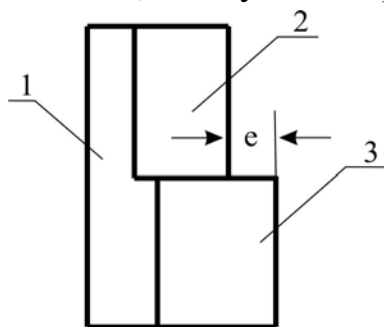


Рис. 1. Робочий орган східчастої форми



Рис. 2. Початковий момент розколювання кряжа робочим органом східчастої форми