

Выводы

1. Предложен уточненный метод анализа напряженно – деформированного состояния.
2. Полученные результаты анализа использованы в практических рекомендациях по усилению колонны крана «Азовец».
3. Предложенный метод может быть использован при расчетах башенных цилиндрических колонн других машин и сооружений.

Список использованных источников:

1. Михеев В.А. Специальные краны. Учебник для студентов технических ВУЗов / В.А. Михеев, В.Т. Власов. – Мариуполь: ПГТУ, 2004. – 424 с.
2. Петухов П.З. Специальные краны: учебное пособие для машиностроительных ВУЗов / П.З. Петухов, Г.П. Ксюнин, Л.Г. Серлин. – М.: Машиностроение, 1985. – 248 с.
3. Брауде В.И. Справочник по кранам: В 2 т., Т. 1. / В.И. Брауде, М.М. Гохберг, И.Е.Звягин. – М.: Машиностроение, 1988. – 536 с.
4. Алямовский А.А. Solid Works / Компьютерное моделирование в инженерной практике / А.А. Алямовский, А.А. Собачкин, Е.В. Одинцов. – СПб.: БВХ-Петербург. – 2005. – 800 с.

Bibliography:

1. Mikheev V.A. Special cranes. Textbook for students of technical universities / V.A. Mikheev, V.T. Vlasov. – Mariupol: PSTU, 2004. – 424 p. (Rus.)
2. Petukhov P.Z. Special cranes: a textbook for engineering universities / P.Z. Petukhov, G.P. Ksyunin, L.G. Serlin. – M.: Mashinostroenie, 1985. – 248 p. (Rus.)
3. Braude V.I. Reference cranes: in 2 books, book 1 / V.I. Braude, M.M. Hochberg, I.E. Zvyagin. – M.: Mashinostroenie, 1988. – 536 p. (Rus.)
4. Alyamovsky A.A. Solid Works / Computer modeling in engineering / A.A. Alyamovsky, A.A. Sobachkin, E.V. Odintsov. – SPb.: BVH - Peterburg. – 2005. – 800 p. (Rus.)

Рецензент: В.В. Суглобов
д-р техн. наук, проф. ГВУЗ «ПГТУ»

Статья поступила 10.11.2012

УДК 621.771.06–589.4

©Лоза Е.А.*

**ОЦЕНКА НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ДИСКОВ ПИЛ
ГОРЯЧЕЙ РЕЗКИ ПРОКАТА**

Определено напряженное состояние диска в опасном сечении методом неплоских сечений. Предложен критерий усталостной прочности диска в виде условия невышления напряжений в основании зуба над напряжениями во впадине. Приведены рекомендации по выбору рациональных размеров режущей части дисков.

Ключевые слова: *напряженное состояние диска, метода неплоских сечений, критерий усталостной прочности.*

Лоза О.А. Оцінки напруженого стану дисків для пил гарячого різання прокату.
Визначено напружений стан диска в небезпечному перерізі методом неплоских перетинів. Запропоновано критерій втомної міцності диска у вигляді умови неперевищення напружень в підставі зуба над напруженнями в западині. Наведено рекомендації з вибору раціональних розмірів ріжучої частини дисків.

Ключові слова: *напружений стан диска, методу неплоских перетинів, критерій втомної міцності.*

* канд. техн. наук, доцент, ГВУЗ «Приазовский государственный технический университет», г. Мариуполь

O.A. Loza. Estimates of the stress state disks for cutting hot dust rolled. Determined stress state drive in a dangerous section method nonplanar intersections. The criterion of fatigue strength disk as a condition for avoiding stress at the base of the tooth stresses in a hollow. Recommendations on the choice of rational dimensions of the cutting discs.

Keywords: stress state disk method nonplanar crossing criterion for fatigue strength.

Постановка проблеми. Пилы горячей резки являются одним из основных агрегатов в технологической линии получения сортового проката и, от их эффективной работы напрямую зависит не только производительность прокатного стана, но и качество готовой продукции. Существующие уровень технологии и оборудования для изготовления и подготовки пильных дисков, конструкции дисков, которые являются основным инструментом для выполнения операций по раскрою проката, не обеспечивают требуемого технического ресурса режущего инструмента. Диски выходят из строя по трещинообразованию во впадинах между зубьями, в основании зуба и по износу вершин зубьев. Любой вид разрушения требует замены диска. Это приводит к снижению производительности стана, увеличению брака и расхода дисков.

Важным фактором, определяющим технический ресурс дисков, является форма режущих зубьев. Применение известной треугольной формы зуба не обеспечивает требуемого технического ресурса пильных дисков при порезке простого сортового проката, а зубья с криволинейной задней гранью, разработанные во ВНИИМЕТМАШе (г. Москва), были спроектированы исключительно для роторных пил, работающих на повышенных скоростях подачи, и предназначались для порезки круглых больших сечений.

Таким образом, в области производства сортового проката (в том числе простых сортовых и фасонных профилей), которое обслуживается рычажными, салазковыми и маятниковыми пилами, потребовалась разработка новых подходов к проектированию основных параметров режущей части диска. Потому исследование его напряженного состояния, с целью проектирования режущей части диска, является актуальной задачей.

Анализ последних исследований и публикаций. Существующие рекомендации по выбору формы строго ориентированы на определенный вид разрезаемого проката и скорости подачи дисков, что приводит к технологическим трудностям и снижению технического ресурса дисков при переходе с одного вида разрезаемого проката на другой [1-5].

Практически все вышеприведенные исследования завершались рекомендациями на основании эмпирических зависимостей и только в работе Трухина В.В. с соавторами [6] теоретически решены задачи, связанные с напряженным состоянием зубчатого диска при нагружении силами резания и инерционными силами. Предложена инженерная методика расчета контурных напряжений от сил резания, сил инерции и неравномерного нагрева с учетом конструкции режущей части диска. Даны рекомендации по выбору рационального профиля зуба. Теоретически рассчитано снижение максимальных напряжений в области впадины по мере увеличения радиуса, а также рекомендации по изменению переднего угла треугольного профиля зуба на отрицательный угол и преимущество равнобедренного зуба с углом заострения 60 градусов.

Накопленные к настоящему времени результаты экспериментальных и теоретических исследований не получили завершеного обобщения и не позволяют выполнить комплексную оценку напряженного состояния диска.

Цель статьи – теоретическое исследование напряженного состояния диска с разрабатываемым профилем и получение зависимостей, позволяющих на стадии проектирования выполнить расчет основных геометрических параметров зубьев с заданным техническим ресурсом и учетом технологических режимов раскроя, профиля зубьев, вида проката.

Изложение основного материала. Напряжения, возникающие на дне впадины между зубьями диска от одновременного действия сил окружной T , радиальной R и боковой T_B определяется методом суперпозиции, на основании теоремы о независимости действия сил. Определим напряжения в опасном сечении (во впадине между зубьями пильного диска) от действия окружной и радиальной составляющих силы резания. Расчет напряжения во впадине методами сопротивления материалов, рассматривая диск как консольную балку, невозможен из-за геометрического соотношения размеров диска с зубом. Применение метода теории упругости не реально из-за огромного количества вариантов и невозможности обобщения их в приемлемое инженерное решение для определения рациональных параметров зубьев пильного диска по ми-

нимальним напруженням во впадине. Поэтому, для решения поставленной задачи можно воспользоваться методом неплоских сечений, который дает приближенное решение с приемлемой погрешностью и позволяет обобщить полученные результаты [7]

Считаем, что пильный диск (рис. 1) – изотропная пластина постоянной толщины с боковыми вырезами радиуса R , с шагом t , высотой зуба h , передним углом зуба γ , задним - β . Если пренебречь при расчете взаимным влиянием соседних впадин (вырезов) и, учитывая, что от в диаметрально расположенных впадинах между зубьями не оказывают взаимного влияния, ввиду соотношения $d_{вп} / D_d$, то рассматривать будем половину зубчатого диска.

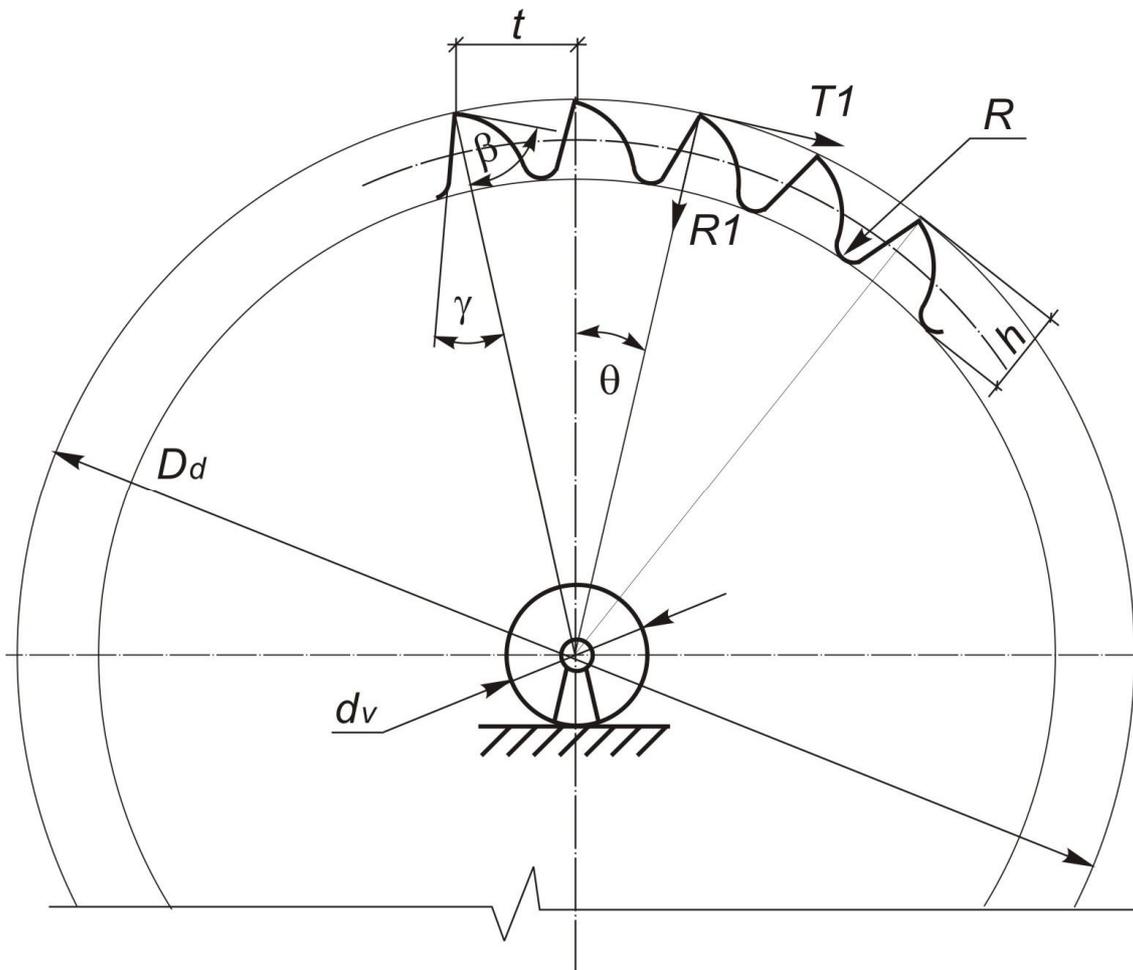


Рис. 1 – Основные расчетные параметры пильного диска

Тогда определение напряженного состояния диска в опасном сечении от действия радиальной и тангенциальной составляющих силы резания, сводится к расчету напряжений при растяжении и изгибе пластины с односторонним вырезом.

Рассмотрим пластину толщиной b с односторонним мелким вырезом, отвечающим условию $a_0 < a$ (рис. 2).

Решение такой задачи методом неплоских сечений известно. Так как данная пластина не симметрична относительно продольной оси, положение условного центра тяжести в опасном сечении не совпадает с его геометрическим центром тяжести. Чтобы не искать положение условного центра тяжести, используем для определения напряжений формулу [7]

$$\sigma_r = \xi \cdot \frac{N_z (I_x)_{усл} - M_x (S_x)_{усл}}{(I_x)_{усл} \cdot F_{усл} - (S_x)_{усл}^2} + \xi \cdot \frac{M_x F_{усл} - N_z (S_x)_{усл}}{(I_x)_{усл} \cdot F_{усл} - (S_x)_{усл}^2} \cdot y, \quad (1)$$

где $F_{ycl} = \int_F \xi \cdot dF$; $(I_x)_{ycl} = \int_F \xi \cdot y^2 dF$; $(S_x)_{ycl} = \int_F \xi \cdot y \cdot dF$ – геометрические

характеристики сечения для изотропных тел на основе гипотезы неплоских сечений: площадь, осевой момент инерции, статический момент (соответственно);

N_z и M_x – внутренние сила и момент в гипотетическом сечении;

ξ – характеристика гипотетического сечения.

Примем за центр приведения точку В пластины (рис. 2) для которой $N_z = P$,

$$M_x = M + P \cdot e \tag{2}$$

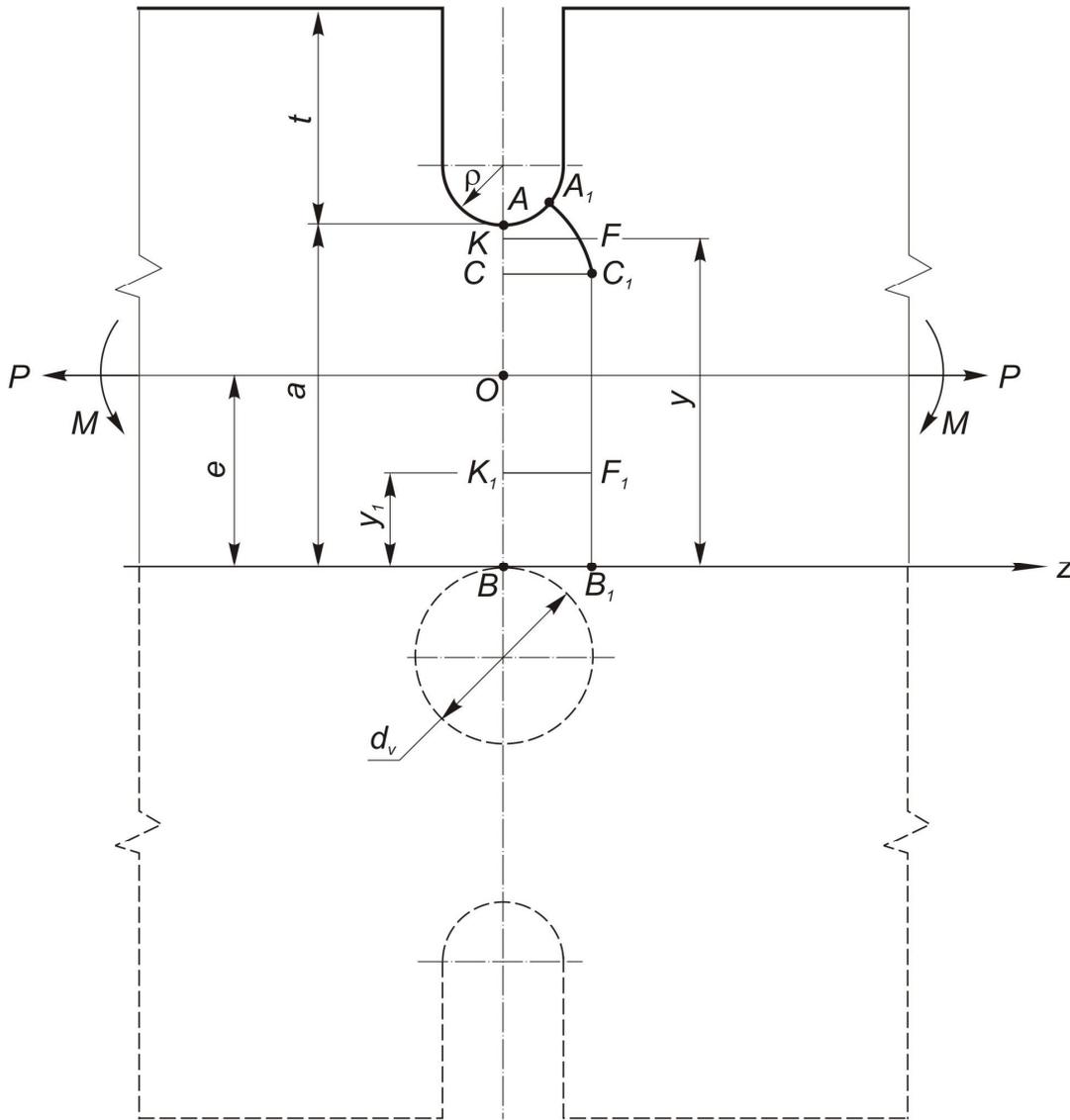


Рис. 2 – Схема для расчета напряжений по методу неплоских сечений

При определении напряжений в деталях сложной формы на основе гипотезы неплоских сечений А.В. Верховский [7] ввел параметр $a_0 = 2\sqrt{t \cdot \rho}$, где t – глубина выреза; ρ – радиус кривизны контура выреза. Причем, вырез следует считать мелким, если выполняется условие $a_0 < a$. Отсюда следует, что впадина зубьев пильного диска (см. рис. 1) соответствует расчетному случаю пластины с «мелкими» вырезом (см. рис. 2).

Условные площадь и момент инерции сечения ACB относительно оси, проходящей через точку приведения В определяют как

$$F_{y_{сл}} = 2 \cdot a \cdot \rho' \cdot b \cdot L_1, \quad (3)$$

$$(I_x)_{y_{сл}} = 2 \cdot a \cdot \rho' \cdot b \cdot L_2,$$

где

$$L_1 = \frac{1}{2c} \ln \frac{(c+a)(c-a+a_o)}{(c-a)(c+a-a_o)} + \frac{a-a_o}{d}, \quad (4)$$

$$L_2 = \frac{c}{2} \ln \frac{(c+a)(c-a+a_o)}{(c-a)(c+a-a_o)} - a_o + \frac{(a-a_o)^3}{3d}, \quad (5)$$

$$c^2 = 2a\rho' + a^2 \quad \text{или} \quad c = \sqrt{2a\rho' + a^2}, \quad (6)$$

$$d = 2a\rho' + 2aa_o - a_o^2, \quad (7)$$

где $\rho' = 0,65 \cdot \rho$ – радиус гипотетического сечения,

a_o – коэффициент, устанавливающий протяженность зоны местных напряжений в пластине.

Условный статический момент неплоского сечения определяем по условию $(S_x)_{y_{сл}} = \int_F \xi \cdot y \cdot dF = 0$, принимая на цилиндрическом участке

$$\xi = \frac{2a \cdot \rho'}{c^2 - y^2},$$

а на плоском $\xi_1 = \frac{2a \cdot \rho'}{d}$, $(S_{x_1})_{y_{сл}} = \int_0^{a-a_o} \xi_1 \cdot y_1 \cdot b \cdot dy_1 + \int_{a-a_o}^a \xi \cdot y \cdot b \cdot dy$.

Раскрывая интегралы, находим на плоском участке

$$(S_{x_1})_{y_{сл}} = \frac{b \cdot a \cdot \rho' (a-a_o)^2}{d} - a \cdot \rho' \cdot b \cdot \ln \frac{2a\rho'}{c^2 - (a-a_o)^2}. \quad (8)$$

По вычисленным условным геометрическим характеристикам легко подсчитать по соотношению (1) напряжения на цилиндрическом и плоском участках гипотетического сечения.

Тогда из формулы (1)

$$\sigma_r = \xi \frac{N_z}{F_{y_{сл}}} + \xi \frac{M_x}{(I_x)_{y_{сл}}} \cdot y. \quad (9)$$

Отсюда на плоском участке, с учетом (2), получим

$$\sigma'_r = \frac{P}{b \cdot d \cdot L_1} + \frac{(M + P \cdot e)y_1}{b \cdot d \cdot L_2}, \quad (10)$$

на цилиндрическом участке

$$\sigma_r = \frac{P}{b \cdot L_1 (c^2 - y^2)} + \frac{(M + P \cdot e)y}{b \cdot L_2 (c^2 - y^2)}. \quad (11)$$

Максимальные напряжения (на дне выреза) получим из выражения (11), подставив в него $y = a$:

$$\sigma_A = \frac{P}{2b \cdot L_1 \cdot a \cdot \rho'} + \frac{M + P \cdot e}{2b \cdot L_2 \cdot \rho'}. \quad (12)$$

Коэффициент концентрации напряжений при растяжении и изгибе найдем по формуле (12), разделив соответственно первый член на номинальное напряжение при растяжении

$$\sigma_n^p = \frac{P}{2ab}, \quad (13)$$

а второй – на номинальное напряжение при изгибе

$$\sigma_n^{uz} = \frac{6M}{b \cdot (2a^2)}. \quad (14)$$

Тогда коэффициент концентрации при растяжении

$$\alpha_\sigma^p = \frac{1}{\rho' \cdot L_1}, \quad (15)$$

а при изгибе

$$\alpha_\sigma^u = \frac{a^2 (M + P \cdot e)}{\rho' \cdot L_2 \cdot 6M}. \quad (16)$$

Определим коэффициент, устанавливающий протяженность зоны местных напряжений в пластине (параметр a_0). При этом учтем концентрацию напряжений в пластине с вырезом, стороны которых не параллельны оси y (рис. 2), так как для зубьев пильного диска угол β отличен от нуля и влияние выреза будет более слабым.

Это можно учесть, изменяя протяженность зоны местных напряжений a_0 . Верховским А.В. в работе [7] было показано, что для определения напряжений в опасном сечении такой пластины, можно воспользоваться формулами для «мелкого» выреза:

$$\text{– при растяжении } a_{01} = 0,65 \left(\cos^2 \left(\frac{\beta'}{2} \right) + \cos \left(\frac{\beta'}{2} \right) \right) \cdot \sqrt{t \cdot \rho}, \quad (17)$$

$$\text{– при изгибе } a_{02} = 1,3 \left(\cos^2 \left(\frac{\beta'}{2} \right) \right) \cdot \sqrt{t \cdot \rho}. \quad (18)$$

Тогда для расчета максимальных напряжений (на дне выреза) по (4.12), необходимо изменить входящие в нее параметры L_1 и L_2 (4), (5), заменив в выражении L_1 параметр a_0 на параметр a_{01} (17) и в L_2 (5) параметр a_0 на a_{02} (8). Получим

$$\begin{aligned} d_1 &= 2a\rho' + 2aa_{01} - a_{01}^2, \\ d_2 &= 2a\rho' + 2aa_{02} - a_{02}^2, \\ L_1 &= \frac{1}{2c} \ln \frac{(c+a)(c-a+a_{01})}{(c-a)(c+a-a_{01})} + \frac{a-a_{01}}{d_1}, \end{aligned} \quad (19)$$

$$L_2 = \frac{c}{2} \ln \frac{(c+a)(c-a+a_{02})}{(c-a)(c+a-a_{02})} - a_{02} + \frac{(a-a_{02})^3}{3d_2}. \quad (20)$$

Определим нагрузки, действующие в гипотетическом сечении, зная, что на зуб пильного диска действуют радиальная и окружная составляющие силы резания R_1 и T_1 соответственно (см. рис. 1).

Растягивающую силу P определим равной окружной составляющей силы резания (см. рис. 2)

$$P = T_1, \quad (21)$$

а изгибающий момент (от действия радиальной составляющей силы резания)

$$M = R_1 (\rho + t \cdot \sin \gamma). \quad (22)$$

Для вычислений σ_A по формуле (12) примем

$$e = (D_d - d_v) \cdot 0,5, \quad a = 0,5 \cdot (D_d - d_v) - h, \quad (23)$$

где D_d, d_v – диаметры диска и вала диска, соответственно; h – высота зуба диска;

$\rho = R$ – радиус впадины между зубьями;

$\rho' = 0,65 R$.

Напряжения от центробежных сил σ_c определим по известной зависимости [8].

Нормальные напряжения сжатия диска радиальной составляющей силы резания определим по методу неплоских сечений [7]. Авторами решена задача по определению напряженного состояния диска от действия сил, приложенных в точках А и В, в некотором элементе, взятом

на вертикальной оси y (см.рис. 4). Для пильного диска, закрепленного на валу, расчетная схема отличается (рис. 5).

С учетом изменений в расчетной схеме, на гранях рассматриваемого элемента напряжения будут равны

$$\sigma_{сж} = -\frac{P_{сж}}{\pi b(r-y)} - \frac{P_{сж}}{\pi b(r+y)} + \frac{P_{сж}}{\pi br}, \quad (24)$$

где b, r – толщина и радиус диска.

Примем $P_{сж} = R_1$, а $r = (D_d - d_v) \cdot 0,5$.

Известно решение задачи определения напряжений от изгиба изотропной пластины с симметричными вырезами, плоскость действия момента нормальна к плоскости пластины толщиной b [7] (рис. 6).

Для расчетного случая, момент от боковой силы определим как

$$M_B = T_B (D_d - d_n) / 2, \quad (25)$$

где d_n – диаметр планшайбы пильного диска.

Расстояние $a = 0,5 \cdot (D_d - d_v) - h$.

Напряженное состояние на дне впадины между зубьями пильного диска в точке А (см. рис. 3) составит (рис. 7)

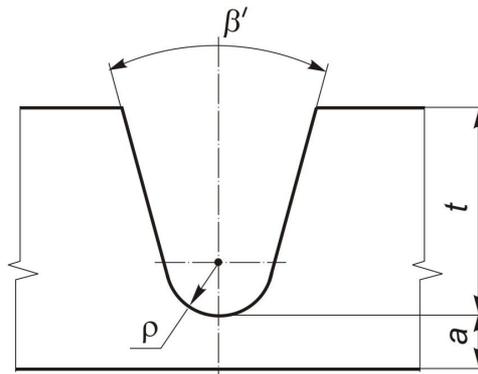


Рис. 3 – Схема пластины с вырезом, стороны которого не параллельны

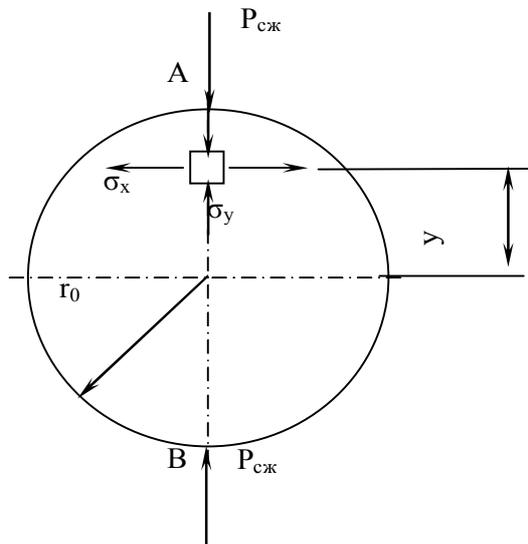


Рис. 4 – Расчетная схема к определению напряжений в диске, сжимаемом сосредоточенными силами [7]

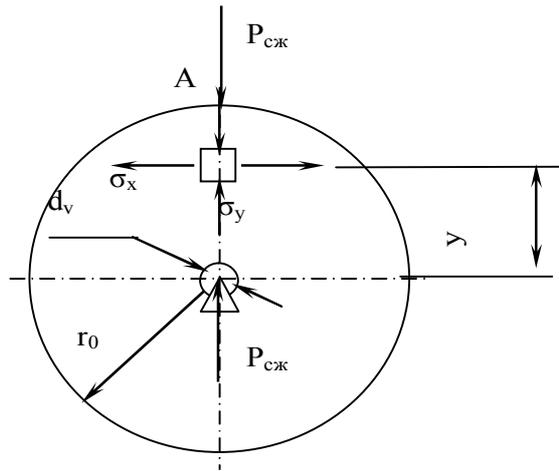


Рис. 5 – Расчетная схема к определению напряжений сжатия в пильном диске

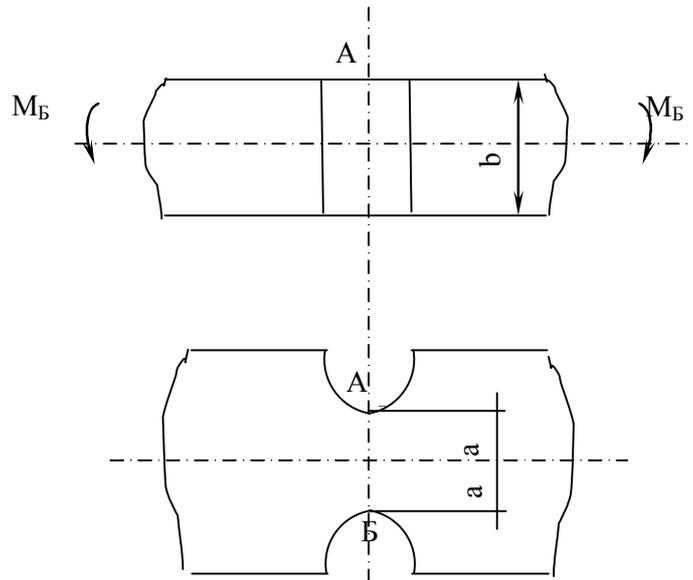


Рис.6 - Расчетная схема к определению нормальных напряжений при чистом изгибе пластины из ее плоскости

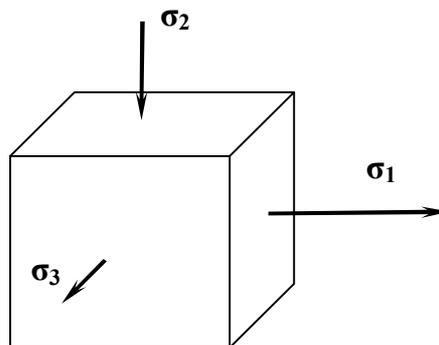


Рис. 7 - Напряженное состояние на дне впадины в точке А

$$\sigma_1 = \sigma_A + \sigma_B + \sigma_c, \quad (26)$$

$$\sigma_2 = \sigma_{сж} - \sigma_c, \quad (27)$$

$$\sigma_3 = 0. \quad (28)$$

Тогда эквивалентное напряжение в точке А определим по гипотезе наибольших касательных напряжений

$$\sigma_{расч}^{III} = \sigma_{\mathcal{E}} = \sigma_1 - \sigma_3 \leq [\sigma_{-1p}]. \quad (29)$$

Напряжения в основании зуба определим по известным зависимостям [70].

Полученные зависимости позволят в дальнейшем выполнить анализ напряженного состояния диска для различных диапазонов подач при раскросе различных видов проката и разработать методику выбора основных параметров зубьев на стадии проектирования.

Выводы

Получены теоретические зависимости по определению: напряженного состояния диска во впадине и в основании зуба от действия окружной и радиальной сил резания; напряжений от центробежных сил σ_c ; нормальных напряжений сжатия диска, закрепленного на валу (от действия радиальной составляющей силы резания); напряжений от изгиба изотропной пластины с симметричными вырезами (учитывая неплоскостность диска). Определено напряженное состояние и эквивалентное напряжение в опасном сечении.

Список использованных источников:

1. Серегин С. А. Исследование процесса резания и работы пил горячей резки / С. А. Серегин // Сибирский металлургический ин-т. – Сталинск, 1957. – 80 с.
2. Серегин С. А. Влияние скорости резания на сопротивление резанию на пилах горячей резки / С. А. Серегин // Известия вузов. Черная металлургия. – 1958. – № 11. – С. 115–117.
3. Татарников В. В. Опыт эксплуатации дисков для пил горячей резки / В. В. Татарников // Сталь. – 1958. – № 8. – С. 716–717.
4. Трухин Б.В. Контурные напряжения от сил резания в дисках пил горячей резки проката / Б. В. Трухин [и др.] // Известия вузов. Черная металлургия. – 1974. – № 8. – С. 179–182.
5. Ищенко А. А. Анализ распределения температур в зубьях дисков пил для горячей резки проката / А. А. Ищенко, И. В. Вигдерович // Известия вузов. Черная металлургия. – 1993. – № 9–10. – С. 34–37.
6. Ищенко А. А. Методика расчета режимов резания горячего фасонного проката роторными пилами / А. А. Ищенко // Металлургическая и горнорудная промышленность. – 1994. – № 2. – С. 25–26.
7. Верховский А.В. Метод неплоских сечений / А.В. Верховский, В.М. Аранович, Ю.В. Глявин. - Горький : Волго-Вятское книжное издание, 1971. - 248 с.
8. Королев А. А. Конструкция и расчет машин и механизмов прокатных станков / А. А. Королев. – М. : Металлургия, 1969. – 464 с.

Bibliography:

1. Seregin S.A. Research of the cutting process and the work of saws cutting hot / S.A. Seregin // Sibirskij metallurgicheskij institut. – Stalinsk, 1957. – 80 p. (Rus.)
2. Seregin S.A. The influence of cutting speed on the cutting resistance by hot cutting saws / S.A. Seregin // Izvestiya vuzov. Chernaya metallurgiya. - 1958. - № 11. – PP. 115-117. (Rus.)
3. Tatarnikov V.V. Experience in operating drives for drinking hot cutting / V.V. Tatarnikov // Stal. - 1958. - № 8. - PP. 716-717. (Rus.)
4. Contour tensions of cutting forces in disks of the saws cutting hot rolled / B.V. Truhin [and other] // Izvestiya vuzov. Chernaya metallurgiya. - 1974. - № 8. – PP. 179-182. (Rus.)
5. Ishchenko A.A. The analysis of the temperature distribution in the teeth of saw blades for cutting hot rolled / A.A. Ishchenko, I.V. Vigderovich // Izvestiya vuzov. Chernaya metallurgiya. - 1993. - № 9-10. – PP. 34-37. (Rus.)
6. Ishchenko A.A. Method of calculation of the cutting hot rolled structural shapes by rotary saws /

- A.A. Ishchenko // Metallurgicheskaya i gornorudnaya promyshlennost. - 1994. - № 2. - PP. 25-26.
7. Verkhovskii A.V. The method of non-planar cross sections / A.V. Verkhovskii, V.M. Aranovich, Gorkij : Volgo-vyatskoe knizhnoe izdanie, 1971. – 248 p.
 8. Korolev A.A. The design and calculation of the machinery mills / A.A. Korolev. - Moscvа, Metallurgiya, 1969. – 464 p.

Рецензент: А.А. Ищенко
д-р техн. наук, проф. ГВУЗ «ПГТУ»

Статья поступила 12.11.2012