

1. The market of disk working bodies of tillage and sowing machines is studied, technological processes of manufacturing of which it is expedient to improve.

2. Theoretical and experimental study of the structure, structure and material properties of samples of spherical disks of imported agricultural machinery. The choice of 30MnB5 pine steel for their production is substantiated.

3. The improved technological process of manufacturing spherical disks is developed. It is recommended to form them by hot stamping in cold dies and intensive hardening in a water bath.

4. The project development of the section of production of disk working bodies of tillage and sowing equipment is carried out.

spherical disk, wear resistance, strength, boron-containing steel, hardening, tempering

Одержано (Received) 29.10.2020

Прорецензовано (Reviewed) 05.11.2020

Прийнято до друку (Approved) 21.12.2020

УДК 621.81

DOI: <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2020.50.151-158>

Ю.А. Невдаха, доц., канд. техн. наук, **В.О. Дубовик**, доц., канд. техн. наук,
Н.А. Невдаха, **Ф.Й. Златопольський**, проф., канд. техн. наук

Центральноукраїнський національний технічний університет, м. Кропивницький, Україна

e-mail: uanevdakha@ukr.net

До розрахунку зубців прямозубих циліндричних передач на згин

В роботі аналізуються розрахункові схеми циліндричної прямозубої передачі на згин зубців. Розглядається найбільш поширена розрахункова схема злому зубця, де небезпечний переріз злому зуба відбувається у основі ножки вище кола діаметра западини зубців. На практиці реальний же злом зубця лежить нижче діаметра западини зубців і має опуклу форму перерізу. Для більш точного розрахунку зубців на згин досліджували коефіцієнт форми зубців. В результаті встановлено, що коефіцієнт форми зуба зменшується зі збільшенням кількості зубців.

зубчасті передачі, зубець, злом, небезпечний переріз, напруження, згин, навантаження, зусилля

Ю.А. Невдаха, доц., канд. техн. наук, **В.А. Дубовик**, доц., канд. техн. наук, **Н.А. Невдаха**,
Ф.И. Златопольский, проф., канд. техн. наук

Центральноукраинский национальный технический университет, г. Кропивницкий, Украина

К расчету зубьев прямозубых цилиндрических передач на изгиб

В работе анализируются расчетные схемы цилиндрической прямозубой передачи на изгиб зубцов. Рассматривается наиболее распространенная расчетная схема излома зубцов, где опасное сечение излома зубьев происходит в основе ножки выше круга диаметра впадины зубцов. На практике реальный же излом зубьев лежит ниже диаметра впадины зубьев и имеет выпуклую форму сечения. Для более точного расчета зубьев на изгиб исследовали коэффициент формы зубьев. В результате установлено, что коэффициент формы зуба уменьшается с увеличением количества зубьев.

зубчастые передачи, зуб, злом, опасное сечение, напряжения, изгиб, нагрузки, усилия

Постановка проблеми. При розрахунку зубців на згин розрахунок ведуть за напруженнями, що виникають біля основи зубця, при навантаженні прикладеному до вершини зуба. Розглядаємо при цьому найбільш поширену схему розрахунку. Точку прикладання навантаження переноситься на вісь симетрії зуба і розкладається на дві взаємно перпендикулярні складові. Тому небезпечний переріз розміщений в основі зубця у зоні найбільшої концентрації напружень. Розрахункова схема має ряд недоліків, які полягають перш за все в тому, що дійсний небезпечний переріз лежить нижче перерізу кола впадин зубців. Це підтверджується тим, що тріщини втоми утворюють кут з кривою навантаження, близький до прямого, і злом зуба має опуклу форму.

Аналіз основних досліджень і публікацій. Значний науковий і практичний внесок у вдосконалення розрахунку зубців на згин мають роботи В.Т. Павлище, Л.Н. Решетова, В.Н. Кудрявцева, Ю.Н. Березовського, Д.В. Чернилевського, М.С. Петрова, Н.Ф. Кіркача, Р.А. Баласаняна, П.Г. Гузенкова, М.М. Іванова, В.М. Іванова та інші. В своїх роботах розрахунки зубчастих коліс на міцність при згині вони використовували формулу, яка встановлювала залежність між розмірами зубців і діючим коловим навантаженням на зуб. На нашу думку, в основу виведення цієї формули були покладені деякі недоліки і припущення про те, що небезпечний переріз зуба знаходиться в його основі, що все навантаження несе один зуб.

При виведенні розрахункових формул пропонувалося, що навантаження зосереджене біля вершини головки зуба і передається тільки одним зубом. Насправді ж при точному виконанні зубців можливість зосередження всієї сили на верхівці тільки одного зуба виключена, так як в момент, відповідний виходу зуба із зачеплення або входу його в зачеплення, в роботі знаходиться не менше двох зубців кожного колеса.

В даний час розрахунок зубчастих коліс уточнюють, враховуючи ряд факторів, які впливають на міцність зубців.

Постановка завдання. Метою роботи є покращення розрахунків прямозубих циліндричних коліс на згин, за рахунок того, що існуючі формули не дають дійсної величини максимального напруження, а епюра не відповідає реальному закону розподілу напружень. З метою отримання задовільних результатів правильніше проводити розрахунок зубців по максимальним місцевим напруженням. Об'єднавши коефіцієнти і обґрунтувавши розрахункову залежність для визначення величини коефіцієнта форми зуба при навантаженні, прикладеного в будь-якій точці робочого профілю зуба, отримати формули для згинальної міцності зубців шестерні і колеса.

Виклад основного матеріалу. Зубчасті передачі відносяться до найбільш розповсюджених груп механічних передач. Зубчасті колеса використовують в широкому діапазоні областей і умов роботи, від приладобудування до самих потужних машин з діаметрами коліс від декількох міліметрів до 10 метрів і більше.

Циліндричні зубчасті передачі застосовують для перетворення і передачі обертового моменту між валами осі яких паралельні. Розрахунок зубчастих коліс зводиться до виконання умови за контактними напруженнями в зубцях σ_H , щоб вони були менші, або дорівнювали допустимим $[\sigma]_H$. Розрахунок ведуть для зачеплення в полюсі, так як викришування зубців починається з полюсної лінії (на ножці зубця). Полюсна лінія в прямозубих передачах знаходиться в зоні однопарного зачеплення [1].

При розрахунку зубців на згин, зубець розглядаємо як консольну балку з навантаженням, яке розподіляється по лінії контакту. При роботі лінія контакту переміщається по висоті зубця і змінює плече сили. Розглянемо випадок коли в зачепленні знаходиться одночасно два зубця.

При підході будь-якої пари зубців до кінцевої точки зачеплення, теоретично (оскільки коефіцієнт перекриття $\varepsilon > 1$), в передачі навантаження сприймає дві пари зубців (рис.1), так як друга пара зубців вже буде знаходитися в зачепленні. В реальних же передачах неминучі відхилення розмірів зубчастих коліс (наприклад, різні основні кроки P_1 і P_2) що призводить до появи зазорів, величини яких при прикладанні навантаження зменшуються, або навіть повністю компенсуються завдяки деформаціям згину і зсуву зубців, а також деформації в зоні контакту.

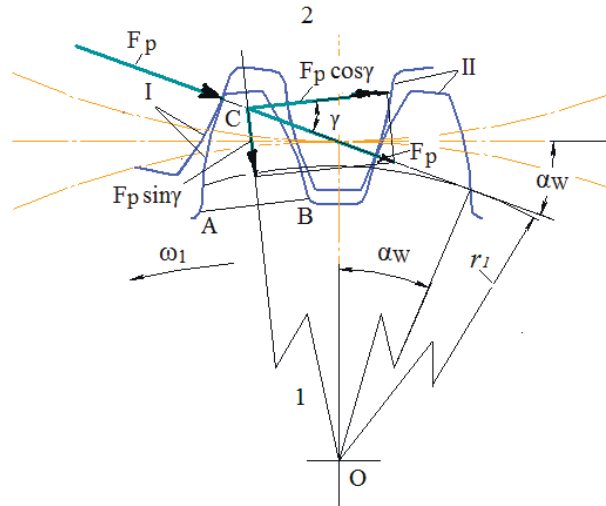


Рисунок 1 – До розрахунку зубців на згин, розрахункова схема

Джерело: розроблено авторами з використанням [1, 2, 8]

Але в передачах, які відповідають 8-й і 9-й і частково 7-й ступеням точності по ДСТУ 1643-96 вказаної компенсації бічного зазору зазвичай не відбувається, і все або майже все навантаження сприймається однією парою зубців.

Тому при розрахунку зубців на згин розрахунок ведуть за напруженнями, що виникають у основі зубця, при навантаженні, прикладеному у вершині зуба. Зуб ведучого колеса 1 буде відчувати це максимальне напруження в кінці зачеплення (рис. 1), а зуб веденого колеса 2 – на початку зачеплення [2 - 4].

Розглянемо спочатку найбільш поширену схему розрахунку. Точку прикладання питомого навантаження F_p переносять на вісь симетрії зуба і розкладають (рис. 2) на дві взаємно перпендикулярні складові: $F_p \cdot \cos \gamma$ – перпендикулярно осі симетрії і $F_p \cdot \sin \gamma$ – вздовж осі симетрії зуба. Перша з них викликає згин зуба, друга – стискання. При знаходженні положення небезпечного перерізу можна знехтувати впливом стискаючої сили $F_p \cdot \sin \gamma$, так як напруження стиснення σ_{CT} мале в порівнянні з напруженням згину $\sigma_{зг}$. Тому небезпечний переріз зуба визначиться точками дотику (точки А і В рис. 2) вписаного в нього квадратичної параболи (тіло рівного опору згинанню), вершина якої співпадає з точкою прикладання F_p на осі симетрії зуба.

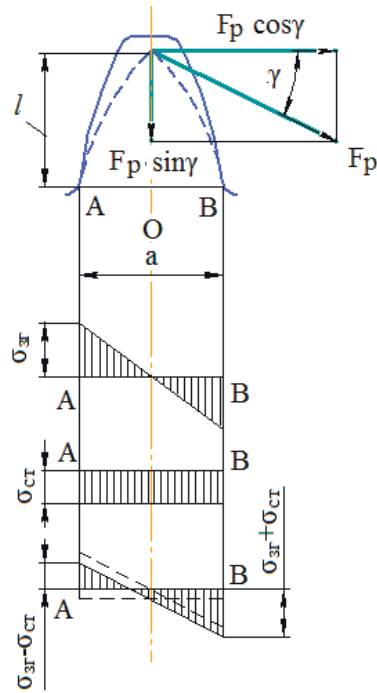


Рисунок 2 – До розрахунку зубців на згин, епюри напружень

Джерело: розроблено авторами з використанням [3 - 7]

Як видно із епюри сумарних напружень (рис. 2), максимальне нормальне напруження виникає на неробочому боці зуба – стороні стиснення, проте, так як тріщини втоми виникають у основі зубця на стороні розтягування, розрахунок проводиться по напруженню розтягу на робочій стороні.

Враховуючи нерівномірний розподіл навантаження по довжині контактної лінії і додаткове динамічне зусилля в зачепленні, в розрахунку замість питомого контактного навантаження візьмемо значення розрахункового навантаження:

$$F_p = K_F \cdot F_{cp}, \quad (1)$$

де коефіцієнт K_F може бути представлений у вигляді добутку двох коефіцієнтів:

$$K_F = K_{F\beta} \cdot K_{FV}. \quad (2)$$

Тут $K_{F\beta}$ – коефіцієнт, який враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині зубчатого вінця;

K_{FV} – коефіцієнт, який враховує додаткові динамічні навантаження в зачепленні;

F_{cp} – середнє питоме контактне навантаження, визначене в припущенні рівномірного розподілу навантаження по лінії контакту за формулою:

$$F_{cp} = \frac{F_n}{L_k} = \frac{2T_1}{d_1 \cdot L_k \cdot \cos \alpha_w}, \quad (3)$$

де F_n – нормальне зусилля, діюче на зубці;

T_1 – момент, діючий на валу шестерні;

L_k – сумарна довжина контактних ліній.

В некоригованих передачах при зачепленні в полюсі все навантаження передається однією парою зубців, тому довжина контактної лінії L_k дорівнює ширині B зубчастого вінця. В цьому випадку розрахункове навантаження буде рівне:

$$F_p = \frac{2T_1 K_F}{d_1 \cdot B \cdot \cos \alpha_w}. \quad (4)$$

Величина питомого розрахункового навантаження F_p , вказаного на рис. 1 і 2, визначається коефіцієнтом K_F , який визначається за формулою (2), що враховує вплив нерівномірності розподілу навантаження за шириною зубчастого вінця і додаткових динамічних зусиль в зачепленні на згинальну міцність зубців.

Значення коефіцієнта K_{FV} достатньо складне і для розрахунків зубчастих передач можна використати значення наведені у [5 - 8]. Величина коефіцієнта $K_{F\beta}$ визначається за кривими відповідних графіків для циліндричних передач [5]. Напруження розтягу, яке виникає на робочій стороні зубця в небезпечному перерізі, приймаючи гіпотезу невикривлення плоских перерізів, нормальних до осі симетрії зуба, може бути записано у виді:

$$\sigma = \sigma_{32} - \sigma_{cm} = \frac{6 \cdot F_p \cdot \cos \gamma}{a^2} \cdot l - \frac{6 \cdot F_p \cdot \sin \gamma}{a} \leq [\sigma]. \quad (5)$$

Підставляючи значення F_p , отримаємо:

$$\sigma = \frac{2 \cdot T_1 \cdot K_F}{B \cdot d_1 \cdot m} \cdot \left(\frac{6 \cdot l \cdot m \cdot \cos \gamma}{a^2 \cdot \cos \alpha_w} - \frac{m \cdot \sin \gamma}{a \cdot \cos \alpha_w} \right) \leq [\sigma], \quad (6)$$

або

$$\sigma = \frac{2 \cdot T_1 \cdot K_F}{B \cdot d_1 \cdot m \cdot y} \leq [\sigma], \quad (7)$$

де

$$y = \frac{1}{\frac{6 \cdot l \cdot m \cdot \cos \gamma}{a^2 \cdot \cos \alpha_w} - \frac{m \cdot \sin \gamma}{a \cdot \cos \alpha_w}}. \quad (8)$$

Величина коефіцієнта y залежить від форми зуба та розташування точки, в якій прикладається зусилля. У свою чергу форма зубця при даному початковому контурі, тобто при фіксованому профільному куті α_w , залежить від числа зубців Z і коефіцієнта корекції x і не залежить від m , оскільки при заданих Z і x зубці різних модулів є подібними геометричними фігурами. В розрахунковій практиці визначення величини y робиться за допомогою таблиць або графіків [1 - 7].

Гіпотеза невикривлення плоских перерізів, нормальних до осі симетрії балки, несправедлива для коротких балок змінного перерізу, тому представлена на рис. 2 сумарна епюра не відповідає реальному закону розподілу напружень, а формула (6) не дає дійсної величини максимального напруження. У основі зуба є місце концентрації напруження (рис. 3), причому величина місцевих напружень зростає зі зменшенням радіуса кривизни r перехідної кривої зуба.

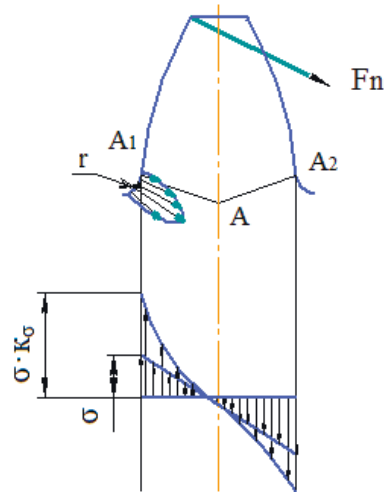


Рисунок 3 – До розрахунку зубців на згин по місцевим напруженням
Джерело: розроблено авторами з використанням [1 – 8]

З метою отримання задовільних результатів в розрахункові залежності (зазвичай в виразі для визначення допустимого напруження) вводять ефективні коефіцієнти концентрації K_σ , або частіше (через обмеженість даних про величини K_σ) теоретичні коефіцієнти концентрації α_σ . В результаті при знакозмінному симетричному (реверсивному) навантаженні отримаємо:

$$\sigma = \frac{2 \cdot T_1 \cdot K_F}{B \cdot d_1 \cdot m \cdot y} \leq \frac{[\sigma_{-1}]_{F_{ном.переріз}}}{\alpha_\sigma}. \quad (9)$$

Але навіть при врахуванні концентрації напруження в основі зуба наведена розрахункова схема зберігає ряд недоліків, які полягають перш за все в тому, що дійсний небезпечний переріз лежить нижче перерізу, визначеного зазначеним вище способом, особливо при великих x , і, крім того, прийнята гіпотеза не справджується. Останнє підтверджується тим, що тріщини втоми утворюють кут з кривою навантаження, близький до прямого, і злам зуба має опуклу форму (рис. 4).



Рисунок 4 – Дійсний злам зуба має опуклу форму
Джерело: розроблено авторами

Далі розрахунок ведеться за умовним номінальним напруженням, що значно відрізняється від дійсних максимальних напружень, і ускладнюється необхідністю мати для всіх комбінацій z і x (при різних точках прикладення зусилля) не тільки значення

у, а й величини α_σ . Окремий облік коефіцієнтів у і α_σ ускладнює підбір x , які забезпечують рівномірність по згину зубців шестірні і колеса. Принципово правильніше проводити розрахунок зубців по максимальним місцевим напруженням.

Якщо прийняти коефіцієнт форми зуба при розрахунку на згин у вигляді співвідношення $Y = \frac{y}{\alpha_\sigma}$ і скористатися гіпотезою ломаних перерізів, теоретично можна

отримати розрахункову залежність для визначення величини коефіцієнта Y при різних значеннях Z і x прикладеного в будь-якій точці робочого профілю зуба.

Тоді перевірку згинальної міцності зубців шестірні і колеса можна виконувати за виразами:

$$\sigma_1 = \frac{2 \cdot T_1 \cdot K_F}{B \cdot d_1 \cdot m \cdot Y_1} \leq [\sigma]_{F1} \quad (10)$$

$$\sigma_2 = \frac{2 \cdot T_1 \cdot K_F}{B \cdot d_1 \cdot m \cdot Y_2} = \sigma_1 \cdot \frac{Y_1}{Y_2} \leq [\sigma]_{F2}$$

Перехід до розрахунку згинальної міцності зубців з використанням коефіцієнтів Y забезпечує можливість безпосередньої оцінки впливу на згинальну міцність різних параметрів. Наприклад, з переходом від $Z = 12$ до $Z = 100$ величина Y зростає, оскільки зі збільшенням Z не тільки збільшується товщина зубця у основі, а й зменшується радіус кривизни перехідної кривої, що в свою чергу збільшує концентрацію напруження у основі зуба, отже в наслідок цього згинальна міцність зростає і точно на таке ж значення збільшиться коефіцієнт Y . Таким чином зростання коефіцієнта Y зі збільшенням x безпосередньо характеризує зростаючу при цьому згинальну міцність зубців.

Згинальна міцність в значній мірі залежить від термічної обробки поверхні зубця біля основи, чистоти і способу кінцевої обробки. Значне збільшення згинальної міцності отримують при поверхневому загартуванні всієї западини і при застосуванні дробоструменевого наклепу.

Висновки. В результаті дослідження встановлено, що коефіцієнт форми зуба Y зменшується зі збільшенням кількості зубів z . Цей результат був очікуваний, оскільки із збільшенням кількості зубів зменшується кут між зубами, і сусідні зуби сприймають частину напруження, що виникає в навантаженому зубі. Наведені вище уточнені розрахунки зубців на згин відображають сприятливий вплив підвищення точності виготовлення зубців.

Список літератури

1. Павлище В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин. К.: «Вища школа», 1993. 356 с.
2. Решетов Л.Н. Детали машин: Учебник для студентов Машиностроительных и механических специальности вузов. 4-е изд., перераб. и дон. М.: Машиностроение, 1989. 496 с.
3. Гузенков П.Г. Детали машин: учебник для студ. высш. технических учебных заведений. М.: Высшая школа, 1982. 351 с.
4. Березовский Ю.Н., Чернилевский Д.В., Петров М.С. Детали машин: учебник для машиностроительных техникумов. М.: Машиностроение, 1983. 384 с.
5. Иванов М.Н., Иванов В.Н. Детали машин: Курсовое проектирование. М.: Высшая школа, 1975. 551 с.
6. Киркач Н.Ф., Баласанян Р.А. Расчет и проектирование деталей машин. Часть 1. Харьков. Вища школа, 1987. 336 с.

7. Добровольский В.А. Детали машин: учебное пособие для технических высших учебных заведений УССР. К.: Государственное издательство технической литературы УССР, 1954. 599 с.
8. Мархель И.И. Детали машин. Программированное учебное пособие для средних специальных заведений.- 2-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1986. 448 с.

Referencis

1. Pavlysche, V.T. (1993). *Osnovy konstruiuvannia ta rozrakhunok detalej mashyn* [Fundamentals of design and calculation of machine parts]. Kyiv: Vyscha shkola [in Ukrainian].
2. Reshetov, L.N. (1989). *Machine parts*. (4-th ed.). Moscow: Mashinostroenie [in Russian].
3. Guzenkov, P.G. (1982). *Detali mashin* [Machine parts]. Moscow: Vysshaja shkola [in Russian].
4. Berezovskij, Ju.N., Chernilevskij, D.V. & Petrov, M.S. (1983). *Detali mashin* [Machine parts]. Moscow: Mashinostroenie [in Russian].
5. Ivanov, M.N. & Ivanov, V.N. (1975). *Detali mashin: Kursovoe proektirovanie* [Machine parts: Course design]. Moscow: Vysshaja shkola [in Russian].
6. Kirkach, N.F. & Balasanjan, R.A. (1987). *Raschet i proektirovanie detalej mashin* [Calculation and design of machine parts]. (Issue 1). Har'kov. Vishha shkola. [in Russian].
7. Dobovol'skij, V.A. (1954). *Detali mashin: uchebnoe posobie dlja tehniceskikh vysshih uchebnyh zavedenij USSR*. Kiev: Gosudarstvennoe izdatel'stvo tehniceskij literatury USSR [in Russian].
8. Marhel', I.I. (1986). *Machine parts. Programmed study guide for secondary specialized institutions*. (2d ed.). Moscow: Mashinostroenie [in Russian].

Yurii Nevdakha, Assoc. Prof., PhD tech. sci., **Viktor Dubovyk**, Assoc. Prof., PhD tech. sci., **Nataliia Nevdakha**, **Fedor Zlatopolskiy**, Prof., PhD tech. sci.

Central Ukrainian National Technical University, Kropyvnytskyi, Ukraine

Before Calculating the Teeth of Spur gears on the Bend

The aim of the work is to improve the calculations of spur cylindrical wheels per bend, due to the fact that the existing formulas do not give the actual value of the maximum stress, and the diagram does not correspond to the real law of stress distribution. In order to obtain satisfactory results, it is more correct to calculate the teeth at the maximum local stress. Combining the coefficients and substantiating the calculated dependence to determine the value of the coefficient of the shape of the tooth under load, applied at any point of the working profile of the tooth, to obtain formulas for the bending strength of the teeth of the gear and wheel.

When calculating the bending teeth, the calculation is based on the stresses arising at the base of the tooth, under the load applied at the top of the tooth. Consider first the most common calculation scheme. Dangerous section of the tooth as seen from the plot of total stresses indicates that the maximum normal stress occurs on the non-working side of the tooth - the compression side, however, since fatigue cracks occur at the base of the tooth on the stretching side, the calculation is based on tensile stress on the working side. The hypothesis of non-curvature of flat sections is unfair for short beams of variable cross section, so the total diagram does not correspond to the real law of stress distribution. But at the base of the tooth near the transition curve is the place of stress concentration. The actual dangerous cross-section lies below the cross-section of the depression, this is confirmed by the fact that the fatigue cracks form an angle with the load curve close to straight, and the fracture of the tooth has a convex shape. In this case, it is more correct to calculate the teeth at the maximum local stress. Combining the coefficients obtained a calculated dependence to determine the value of the coefficient of the shape of the tooth under load, applied at any point of the working profile of the tooth.

As a result of the study it was found that the coefficient of tooth shape decreases with increasing number of teeth. This result was expected because as the number of teeth increases, the angle between the teeth decreases, and neighboring teeth perceive part of the stress that occurs in the loaded tooth. The formulas for checking the bending strength of gear teeth and wheels are obtained. The above refinement calculations of the teeth on the bend reflect the beneficial effect of improving the accuracy of the manufacture of teeth.

gears, prong, fracture, dangerous cross section, stress, bending, load, effort

Одержано (Received) 29.10.2020

Прорецензовано (Reviewed) 05.11.2020

Прийнято до друку (Approved) 21.12.2020