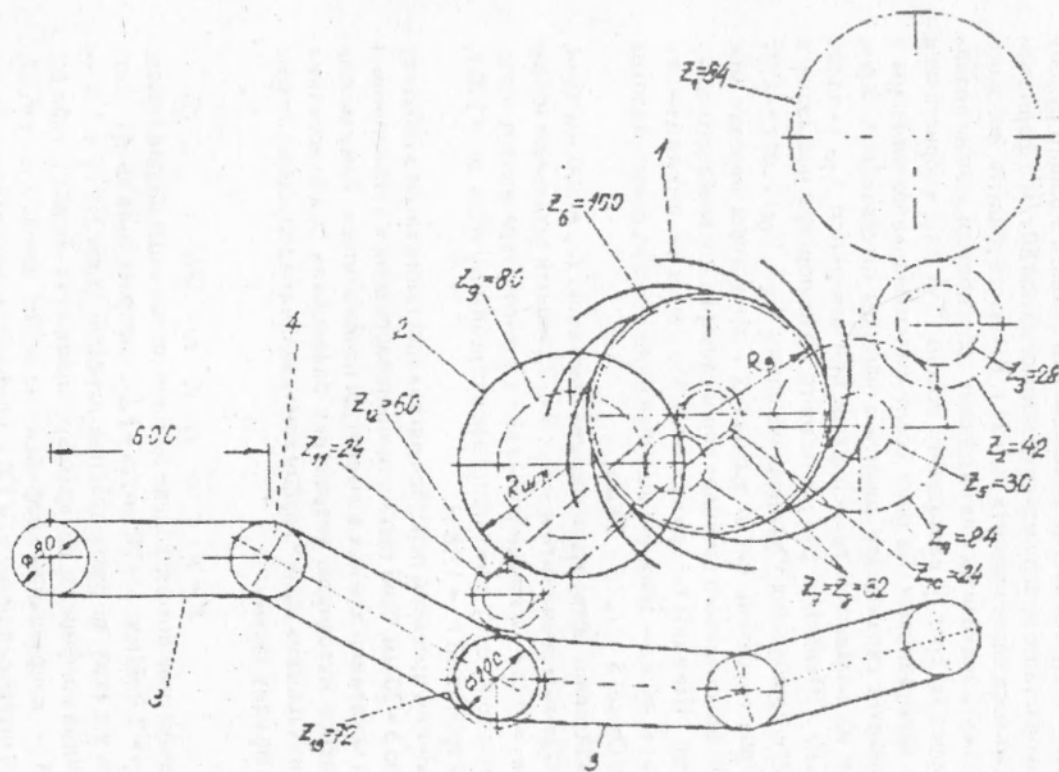


В.П.Дідич

## РОЗРАХУНОК ПОТУЖНОСТІ ДЛЯ ПРИВОДУ ПРИЙМАЛЬНО-ВИВІДНОГО ПРИСТРОЮ МАШИНИ ДВР-62

При проектуванні машини ДВР-62 постало питання про розрахунок головного приводу, яке в умовах економічної і енергетичної кризи має важливе значення. Для вирішення цього завдання необхідно оцінити величини та характер технологічних опорів, втрат на тертя, інерційних і гравітаційних навантажень, які виникають у всіх виконавчих органах машини: рулонному зарядному пристрої, паперопровідній системі, друкарському, фарбовому і фальцювальному апаратах.

З усіх цих виконавчих органів фальцювальний апарат найбільш розгалужений, містить значну кількість обертових мас і циклових механізмів. Він складається з трьох основних груп: вороночно-перфоруально-тягнучої, циліндрової та приймально-вивідної. Приймально-вивідний пристрій (ПВП) забезпечує гальмування зошитів від швидкості друкування до швидкості їх руху на вивідному транспортері і формування з них каскадного потоку. ПВП — найбільш віддалена від джерела енергії частина фальцювального апарата, у його приводі використано декілька пар зубчастих коліс (див. рисунок).



Кінематична схема приймально-візального пристрою

1 — викладавач; 2 — штовхувачі; 3 — тасьми; 4 — вивідний транспортер.

Технологічні навантаження в ПВП проявляються через ударяння зошитів об кишені викладавача 1, через тертя фальців об поверхню зіштовхувачів 2, через гравітаційну дію зошитів на тасьми 3 вивідного транспортера 4 та ін. Для оцінки цих навантажень слід визначити масу зошита. При роботі фальцювального апарата з одного рулону (при використанні паперу максимальними масою  $80 \text{ г/м}^2$  і форматом  $42 \times 62 \text{ см}$ ) маса одного зошита  $m_1 = 21 \text{ г}$ . Кількість зошитів, які одночасно можуть знаходитися на вивідному транспортері, можна визначити через їх крок у каскадному потоці. Тут слід скористатися такими міркуваннями. За один оберт фальцювального циліндра з його поверхні сходять два зошити з часовим інтервалом  $t_i$ . Крок зошитів на вивідному транспортері при швидкості  $V_{mp}$  складає  $S = V_{mp} \cdot t_i$ . Швидкість руху вивідного транспортера пов'язана з швидкістю друкування  $V_{dp}$  співвідношенням  $V_{ip} = V_{dp} \cdot i$ , де  $i = 16,07$  — сумарне передатне число зубчастих і ланцюгової передач між валом фальцювального циліндра і приводним валом вивідного транспортера. Швидкість друкування  $V_{dp}$  можна виразити як  $V_{dp} = L_p \cdot t_i$ , де  $L_p$  — довжина відрубваного від паперового полотна аркуша. Отже,  $S = L_p \cdot i = 26 \text{ мм}$ .

На найдовшій вітці транспортера довжиною  $L_{Tp} = 600 \text{ мм}$  (див. рисунок) можна розмістити  $n = L_p : S = 23$  зошити загальною масою  $m = n \cdot m_1 = 483 \text{ г}$ . Оскільки кожна вітка транспортера містить чотири тасьми, то на одну з них припадає в середньому маса  $m_1 = 120 \text{ г}$ , або сила гравітації  $P_1 = 1,18 \text{ Н}$ .

Технічним проєктом передбачено використання тасьм з габазиту шириною  $b = 20 \text{ мм}$ . Такі тасьми повинні постачатися з Німеччини, і технічні показники для них в літературі не наводяться. Тому можна скористатися методикою розрахунку бавовняних суцільнотканих просочених плоских пасів\* і наближено визначити допустиме колове зусилля на одну тасьму:

$$P = p \cdot b \cdot c_0 \cdot c_1 \cdot c_2 \cdot c_3 = 42 \text{ Н},$$

де —  $p$  допустиме питоме колове зусилля на одиницю ширини паса, з табл.4  $p = 2,0 \text{ Н/мм}$ ;  $b = 20 \text{ мм}$ ;  $c_0 = 1,0$  — поправочний коефіцієнт, залежить від роду та розташування передачі (табл.5);  $c_1 = 1,0$  — поправочний коефіцієнт, що враховує вплив кута обхвату (табл.6);  $c_2 = 1,05$  — поправочний коефіцієнт на вплив швидкості (табл.7, прийнято інтерполяцією);  $c_3 = 1,0$  — коефіцієнт, що враховує вплив режиму роботи (табл.8). Зауважимо, що в табл.4 мінімальна товщи-

\* Анурьев В.И. Справочник конструктора машиностроителя. Т.2. М., 1980.

на паса складає 4 мм, а товщина паса з габазиту — 2 мм. Тому прийняте тут зусилля  $p = 2 \text{ Н/мм}$  є досить умовним.

Порівнюючи зусилля гравітації зошита  $P_1$  та колове зусилля на пасові  $P$ , можна зробити висновок, що  $P \gg P_1$ , а тому останнім можна знехтувати. Для подолання зусилля  $P$  потрібно затратити потужність

$$N = \frac{P \cdot V_{TP}}{102} = 0,016 \text{ кВт.}$$

Оскільки до складу вивідного транспортера входить чотири секції, у кожній з яких встановлено чотири паса, то можна прийняти, що сумарна потужність, споживана приводним транспортером  $N_{TP} = N \cdot 16 = 0,256 \text{ кВт}$ , а на валу фальцювального циліндра, від якого приводиться в дію ПВП, ця потужність зростає за рахунок тертя і коефіцієнта корисної дії передач  $z_1 \dots z_{13}$  і становитиме

$$N_{тр.ф} = 0,294 \text{ кВт.}$$

Другою важливою складовою частиною ПВП є викладувач. І в цьому випадку легко показати, що технологічні навантаження від тертя фальців зошитів об поверхню зіштовхувача, а також їх удари об дно кишені викладувача фактично не впливають на величину затрачуваної потужності для приводу ПВП. Основними опорами тут є крутні моменти від сил ваги механізму. Для оцінки цих моментів розрахована маса викладувача шляхом диференціації його на складові частини. Так, вал викладувача має масу  $m_b = 7,84 \text{ кг}$ , два обмежувальних диски —  $m_d = 7,68 \text{ кг}$ , три диски викладувача з перами —  $m_n = 20,91 \text{ кг}$ , привідне зубчасте колесо —  $m_k = 4,52 \text{ кг}$ .

Сумарна маса викладувача  $m_{внкл} = 40,95 \text{ кг}$ , а створювана нею гравітаційна сила  $P_{внкл} = 402 \text{ Н}$ . Від цієї сили на валу викладувача виникає крутний момент  $M_{внкл} = P_{внкл} \cdot r_{внкл} \cdot f$ , де  $r_{внкл} = 0,0225 \text{ м}$  — радіус тертя цапф вала в підшипниках кочення;  $f = 0,05$  — коефіцієнт тертя ковзання в цих підшипниках. Таким чином,  $M_{внкл} = 0,45 \text{ Нм}$ , а потужність, необхідна для подолання цього моменту  $N_{внкл} = M_{внкл} \cdot \omega_{внкл}$ , і при максимальній швидкості роботи машини  $n = 25000 \text{ об/год}$   $\omega_{внкл} = 8,7266 \text{ рад/с}$  і  $N_{внкл} = 0,004 \text{ кВт}$ . Приведена до валу фальцювального циліндра потужність децю зростає, проте відчутного впливу на сумарну потужність, необхідну для приводу ПВП, не створить.

Отже, основним споживачем потужності в приймально-вивідному пристрої машини ПВР-62 є вивідний транспортер, а ця потужність становить 0,3 кВт.