

Лекція 14. Ступені швидкості. Конструктивне виконання соплових та робочих лопаток.

Література: [1] с. 105-112; [2] с. 34-46; [4] с. 49-64,100-105.

Завдання на СРС. Радіальні та радіально-осьові ступені.

СТУПЕНИ СКОРОСТИ.

В активной ступени при оптимальном отношении скоростей срабатываются сравнительно небольшие тепловые перепады $H_0 = 30 \div 100$ кДж/кг. Ограничение срабатываемого теплоперепада обусловлено допустимыми окружными скоростями рабочих лопаток, условиями прочности диска или технологией изготовления ротора турбины.

Для переработки больших теплоперепадов при $u = \text{const}$ уменьшают $(u/c)_\phi$, т.е. увеличивают скорость C_ϕ . В обычной ступени (*одновенечной*) будут большие потери энергии с выходной скоростью c_2 . Чтобы уменьшить эти потери, за рабочими лопатками ступени при малых $(u/c)_\phi$ устанавливают направляющие лопатки, с помощью которых выходящий из рабочих лопаток поток поворачивается и направляется под необходимым углом во второй ряд. Во втором ряду рабочих лопаток производится дополнительное преобразование части кинетической энергии выходной скорости потока, поступающего из первого ряда рабочих лопаток, в механическую энергию вращения ротора. В *двухвенечной* ступени при одном ряде сопловых лопаток устанавливаются два ряда рабочих лопаток и один ряд направляющих неподвижных лопаток (рис. 2.17). В направляющих лопатках поток меняет направления без значительного ускорения и большого теплоперепада. Профиль направляющих лопаток сходен с профилем рабочих лопаток. Направляющие лопатки выполнены так, чтобы направление входных кромок соответствовало направлению выходной скорости c_2 .

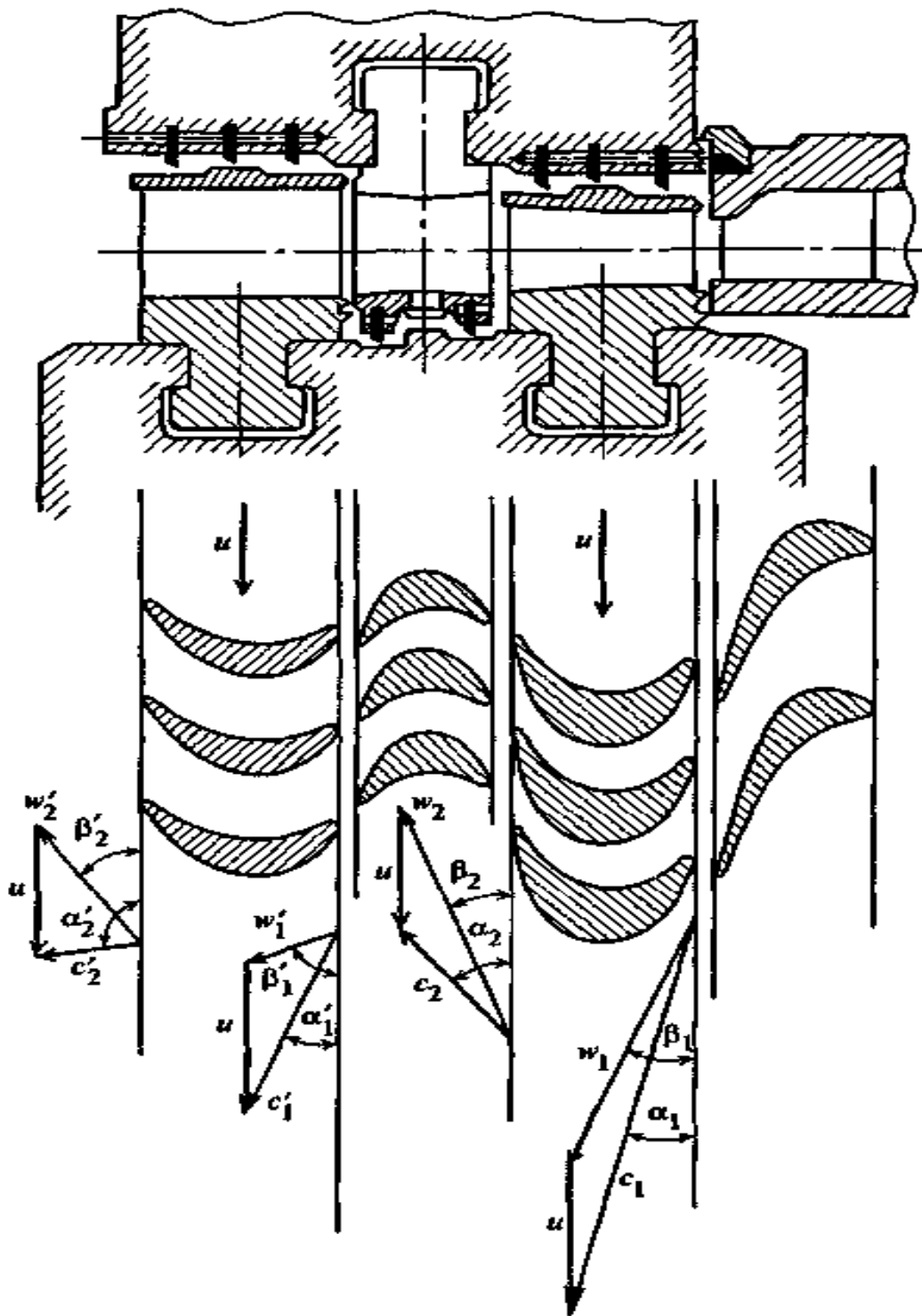


Рис. 2.17. Проточная часть, профили лопаток и треугольники скоростей двухвечной ступени

Треугольники скоростей строятся из одного полюса (рис. 2.18). Углы β_2 , α_1' , β_2' определяются из уравнений неразрывности. Угол выхода потока из направляющих лопаток $\alpha_1' = \alpha_2 - (5 \div 10)$, а угол выхода потока из рабочих лопаток второго ряда $\beta_2' = \beta_1' - (5 \div 30)$.

Профили лопаток второго ряда активные, но с меньшим углом

поворота, т.е. углы β_2' и β_1' больше соответствующих углов лопаток первого ряда. Пар покидает второй ряд рабочих лопаток со скоростью c_2' , значительно меньшей, чем скорость c_2 на выходе из первого ряда рабочих лопаток. Таким образом, потери с выходной скоростью в двухвенечной ступени при малом отношении скоростей $(u/c)_\phi$ невелики. В двухвенечной ступени срабатывается большой теплоперепад при умеренных окружных скоростях и при малых потерях с выходной скоростью, т.е. при относительно высоком КПД.

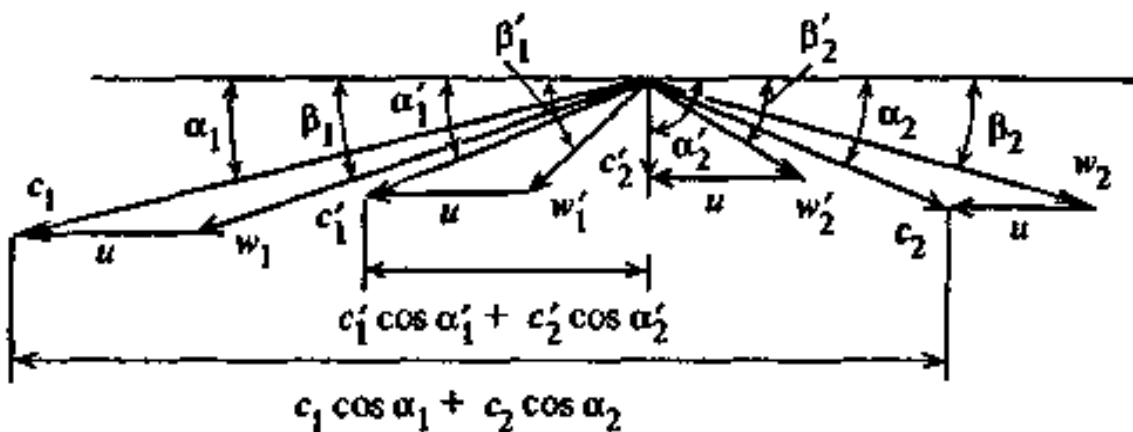


Рис. 2.18. Треугольники скоростей двухвенечной ступени

Скорости потока на выходе из сопловых, рабочих лопаток первого ряда, направляющих и рабочих лопаток второго ряда определяют:

$$\left. \begin{aligned} c_1 &= \Phi \sqrt{2\bar{H}_{0c}}; \\ w_2 &= \Psi \sqrt{2H_{0p} + w_1^2}; \\ c_1' &= \Psi_H \sqrt{2H_{0H} + c_2^2}; \\ w_2' &= \Psi' \sqrt{2H'_{0p} + (w_1')^2}. \end{aligned} \right\} (2.59)$$

Здесь $\Phi, \Psi, \Psi_H, \Psi'$ — коэффициенты скорости;

$\bar{H}_{0c}, H_{0p}, H_{0H}, H'_{0p}$ — располагаемые теплоперепады сопловых, рабочих лопаток первого ряда, направляющих и рабочих лопаток второго ряда (рис. 2.19).

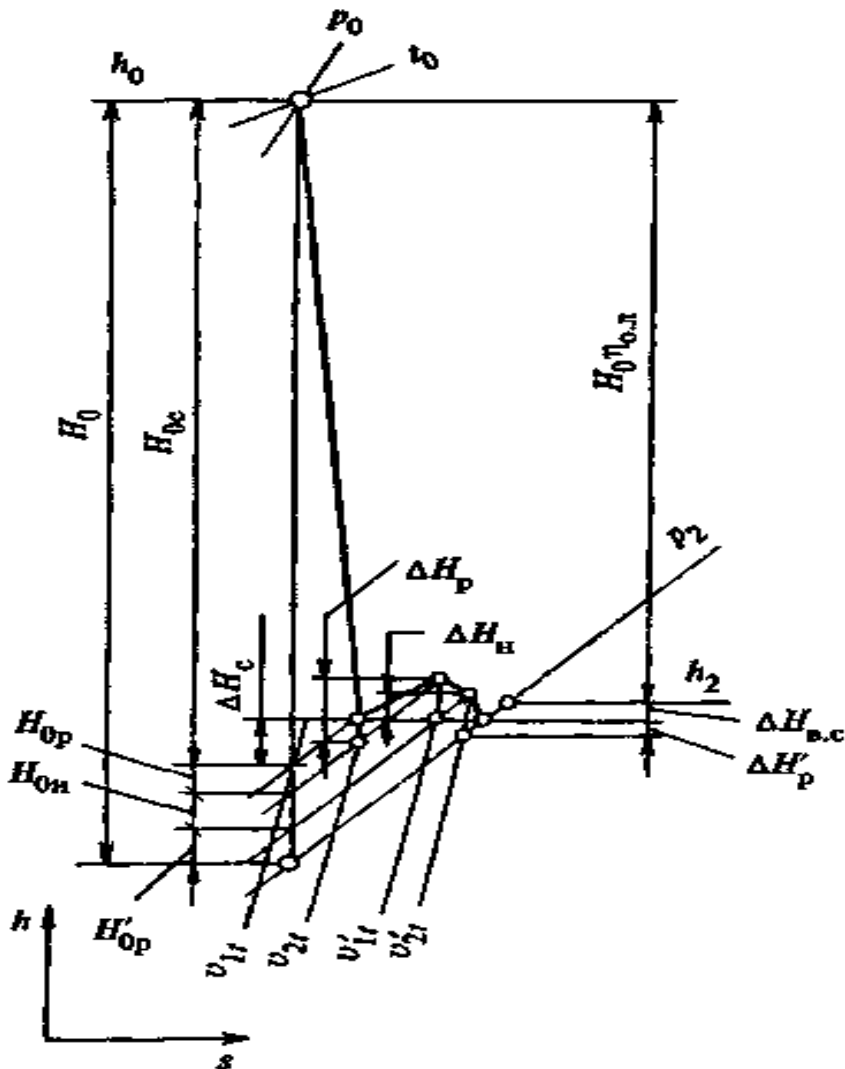


Рис. 2.19. Процесс расширения пара в h, s -диаграмме для двухвальной ступени

Отношение располагаемых теплоперепадов рабочих и направляющих лопаток к располагаемому теплоперепаду всей ступени называют *степенью реактивности соответствующей решетки*: $\rho = H_{0p} / H_0$ — степень реактивности рабочих лопаток первого ряда; $\rho_n = H_{0n} / \bar{H}_0$ — степень реактивности направляющих лопаток; $\rho' = H'_{0p} / \bar{H}_0$ — степень реактивности рабочих лопаток второго ряда. Значения $\rho = 0,02—0,06$. Небольшая степень реактивности вводится для того, чтобы обеспечить конфузорное течение в каналах рабочих и направляющих лопаток и таким образом уменьшить потери энергии.

Формулы (2.59) преобразуют:

$$\left. \begin{aligned} c_1 &= \varphi \sqrt{2\bar{H}_0(1 - \rho - \rho_H - \rho')} \\ w_2 &= \psi \sqrt{2\bar{H}_0\rho + w_1^2} \\ c'_1 &= \psi_H \sqrt{2\bar{H}_0\rho_H + c_2^2} \\ w'_2 &= \psi' \sqrt{2\bar{H}_0\rho' + (w'_1)^2} \end{aligned} \right\} \quad (2.60)$$

Усилия в окружном направлении на рабочие лопатки первого ряда

$$R_u^I = G(c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2) \quad (2.61)$$

и на рабочие лопатки второго ряда

$$R_u^{II} = G(c'_1 \cos \alpha'_1 + c'_2 \cos \alpha'_2). \quad (2.62)$$

60

Удельная полезная работа рабочего тела на рабочих лопатках первого ряда и на рабочих лопатках второго ряда

$$L_u^I = u(c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2) \quad (2.63)$$

$$L_u^{II} = u(c'_1 \cos \alpha'_1 + c'_2 \cos \alpha'_2). \quad (2.64)$$

Удельная работа на лопатках всей двухвенечной ступени определяется по формуле

$$\begin{aligned} L_u &= u(c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2 + c'_1 \cos \alpha'_1 + c'_2 \cos \alpha'_2) = \\ &= u(w \cos \beta_1 + w_2 \cos \beta_2 + w'_1 \cos \beta'_1 + w'_2 \cos \beta'_2). \end{aligned} \quad (2.65)$$

Относительный лопаточный КПД двухвенечной ступени — это отношение работы, производимой 1 кг массы рабочего тела на

лопатках ступени, к располагаемой работе:

$$\eta_{о.л} = \frac{L_u}{E_0} = \frac{u \sum c_u}{E_0} = \frac{u \sum w_u}{E_0}. \quad (2.66)$$

Полезная работа (2.65) из треугольников скоростей получена из баланса энергии ступени. Из располагаемой энергии ступени E_0 необходимо вычесть потери энергии потока в соплах, рабочих и направляющих лопатках, а также потери с выходной скоростью ступени.

$$L_u = E_0 - \Delta H_c - \Delta H_p - \Delta H_n - \Delta H'_p - (1 - \kappa_{в.с}) \Delta H_{в.с}. \quad (2.68)$$

По аналогии с одновенечной ступенью потери энергии определяются по формулам:

$$\left. \begin{aligned} \Delta H_c &= (1 - \varphi^2) \frac{c_{1f}^2}{2} = (1 - \varphi^2) \bar{H}_{0c}; \\ \Delta H_p &= (1 - \psi^2) \frac{w_{2f}^2}{2} = (1 - \psi^2) \left(H_{0p} + \frac{w_1^2}{2} \right); \\ \Delta H_n &= (1 - \psi_n^2) \frac{(c'_{1f})^2}{2} = \\ &= (1 - \psi_n^2) \left(H_{0n} + \frac{c_2^2}{2} \right); \\ \Delta H'_p &= [1 - (\psi')^2] \frac{(w'_{2f})^2}{2} = \\ &= [1 - (\psi')^2] \left[H'_{0p} + \frac{(w'_1)^2}{2} \right]; \\ \Delta H_{в.с} &= (c'_2)^2 / 2. \end{aligned} \right\} (2.67)$$

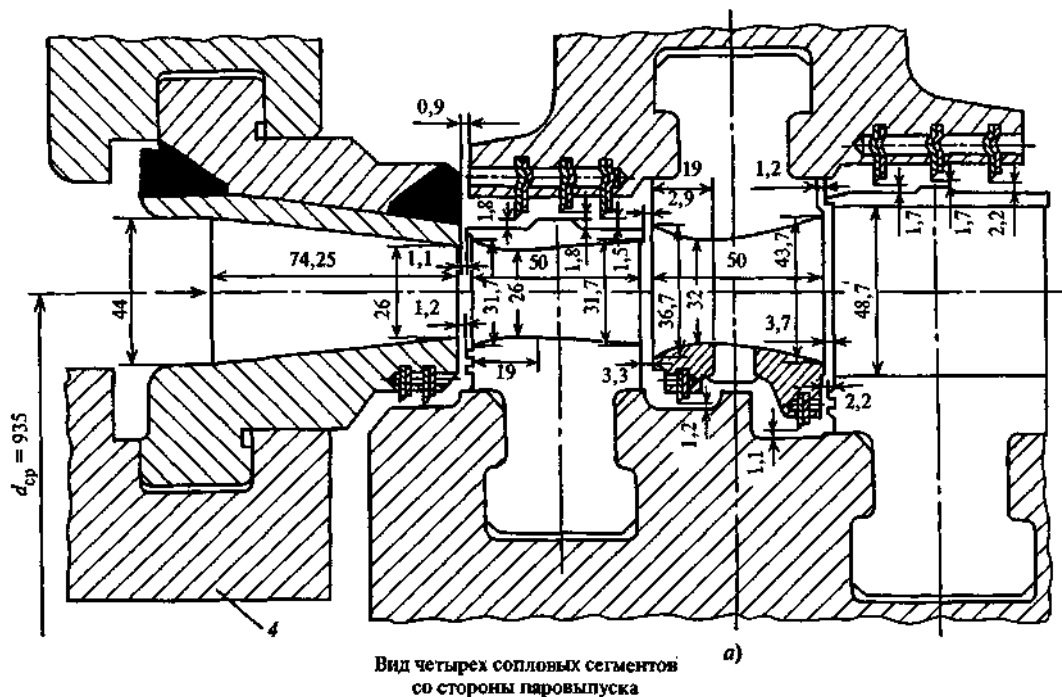
Относительный лопаточный КПД в этом случае находится по формуле

$$\eta_{0.л} = L_u / E_0 = 1 - \xi_c - \xi_p - \xi_n - \xi_p' - (1 - \kappa_{в.с}) \xi_{в.с}. \quad (2.69)$$

КОНСТРУКТИВНОЕ ВЫПОЛНЕНИЕ СОПЛОВЫХ И РАБОЧИХ ЛОПАТОК

Для конструктивного выполнения сопловых и рабочих лопаток важен тип ступени: активные и реактивные, регулирующие и нерегулируемые, ступени с относительно короткими лопатками и ступени с длинными лопатками.

В проточной части двухвенечной регулирующей ступени турбин высокого давления ЛМЗ (рис. 3.39) применены фрезерованные сопловые лопатки, изготовленные заодно с поясом 1, образующим внутреннюю торцевую стенку соплового канала. Внешняя торцевая стенка сопловых каналов образована бандажной лентой 2, которая с помощью профильных отверстий насажена на торцы сопловых лопаток и приварена к ним. К сопловой решетке приварен внешний обод 3. Сваренный и обработанный сопловой сегмент заведен в пазы сопловой коробки 4. Для уплотнения сопловой коробки установлены шпонки 5. Материал сегментов — нержавеющая сталь.



Конструктивное выполнение соплового сегмента регулирующей ступени КТЗ (рис. 3.40): сопловые лопатки 3 приварены к бандажным лентам 2 и 4, а решетка лопаток с бандажами — к обоймам 1 и 5, в которых просверлены отверстия для болтового крепления сегмента к сопловым коробкам регулирующей ступени. Перегородками 7 сопловые каналы разделены на восемь групп, к каждой из которых подводится пар от регулирующего клапана. Крайние сопловые группы замыкаются вставками 6 и 8.

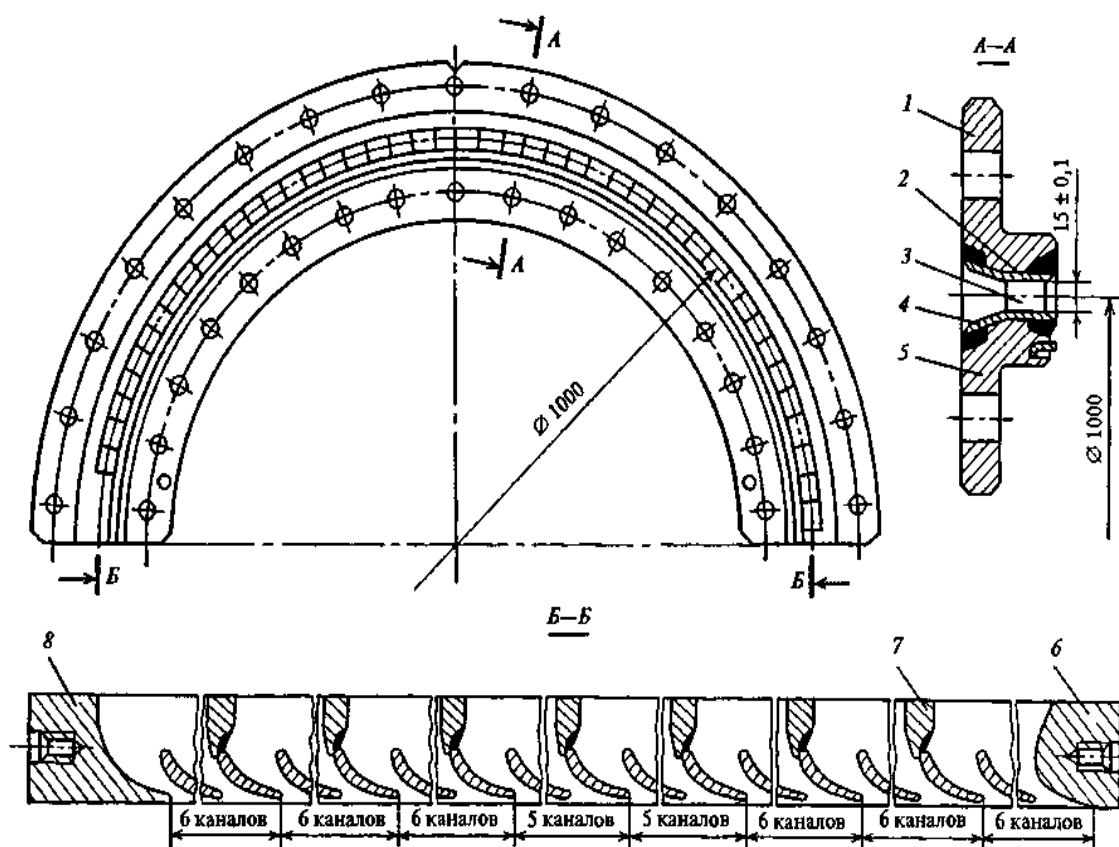


Рис. 3.40. Сопловой сегмент регулирующей ступени КТЗ

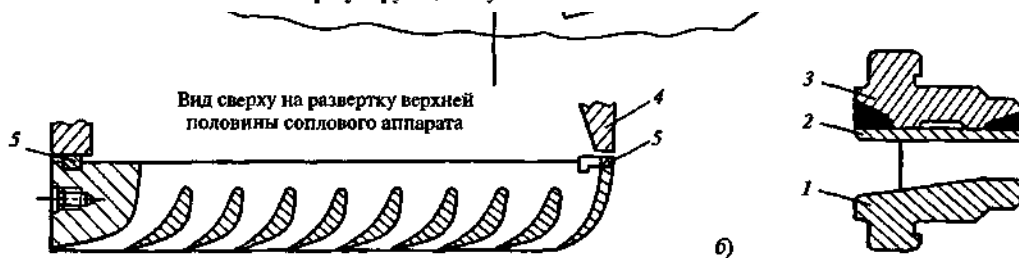


Рис. 3.39. Двухвенечная регулирующая ступень турбины ЛМЗ:
а — проточная часть; б — сопловые сегменты

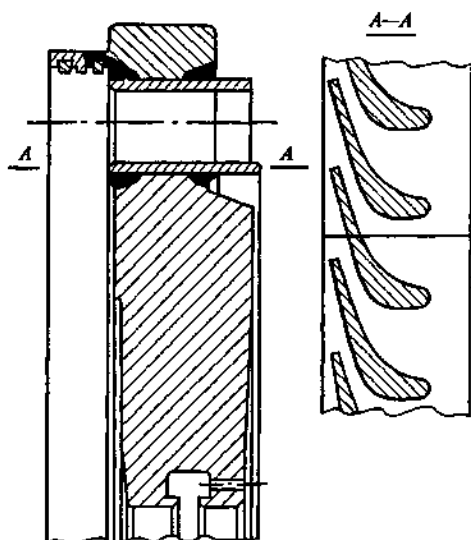


Рис. 3.41. Сварные диафрагмы

Сопловые лопатки нерегулируемых ступеней активного типа располагаются в диафрагмах. Для ступеней при температурах пара выше $250\text{ }^{\circ}\text{C}$ применяют диафрагмы сварной конструкции (рис. 3.41). Сопловые лопатки из профильной светокатаной полосы или фрезерованные приваривают к бандажам из листовой стали. Решетка лопаток приварена сварным швом к телу и ободу диафрагмы. Диафрагмы имеют горизонтальный разъем и число сопловых лопаток четное. В первых ступенях турбин из-за больших перепадов давления диафрагмы выполняют большой толщины. При небольшой высоте лопаток и большой хорде профиля относительная высота сопел мала. Концевые потери увеличиваются. Чтобы снизить концевые потери энергии, применяют профили сопловых лопаток с удлиненной входной кромкой.

Для ступеней, работающих в области невысоких температур пара (ЦНД турбин небольшой мощности), применяют литые диафрагмы. Сопловые лопатки выполняют штампованными из стального листа. Концевыми частями они заливаются в тело и обод диафрагмы (рис. 3.42) из чугуна или стали. Для повышения прочности крепления лопаток в отливке концы их выполняют с отверстиями или с пазами. Литые диафрагмы не обеспечивают высокого аэродинамического совершенства сопловых каналов по следующим причинам: поверхности меридиональных обводов имеют высокую шероховатость из-за литья; по условиям технологии нельзя обеспечить высокую точность установки лопаток и размеров межлопаточных каналов; невозможно создать высокоэффективный профиль сопловой лопатки из листовой стали.

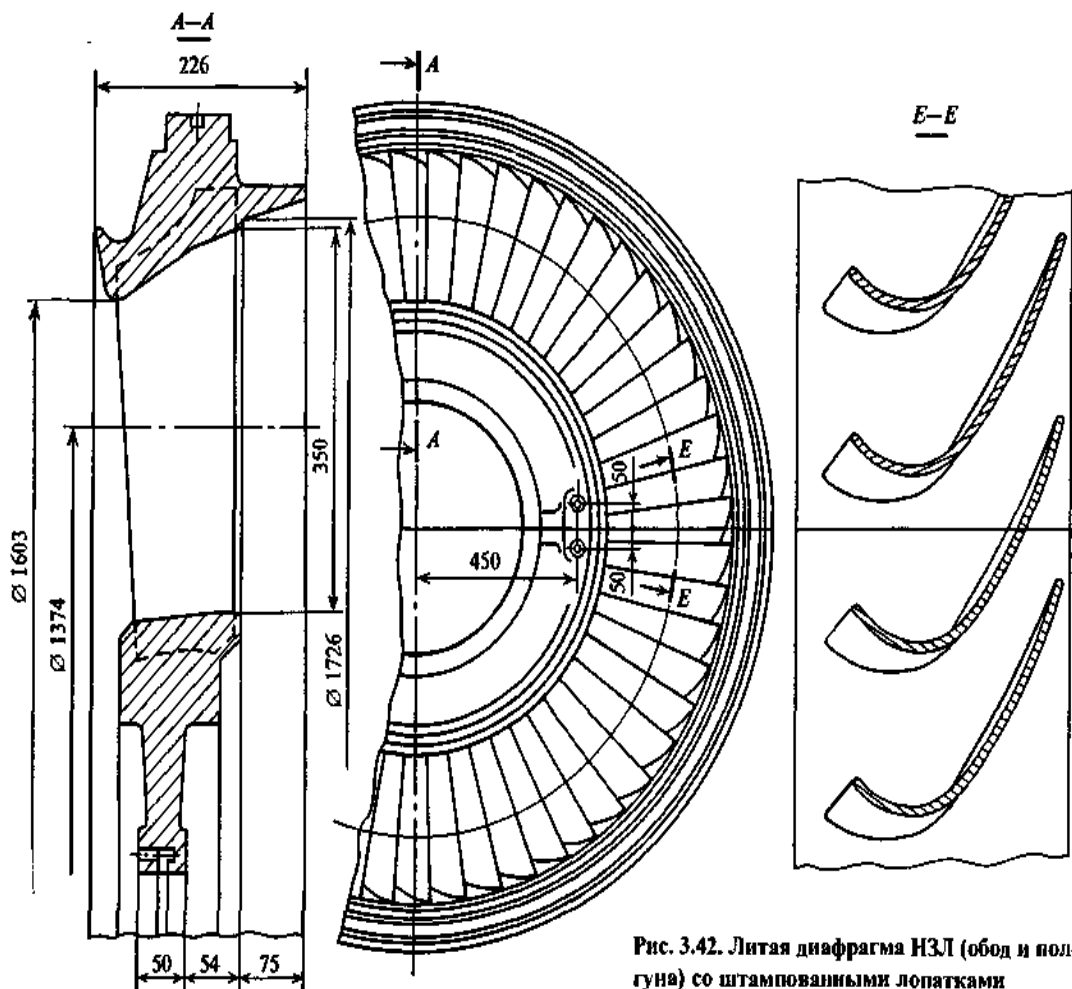


Рис. 3.42. Литая диафрагма НЗЛ (обод и полотно отлиты из чугуна) со штампованными лопатками

В последних ступенях мощных конденсационных турбин ТЭС и АЭС используют как фрезерованные лопатки, так и сварно-штампованные (рис. 3.43).

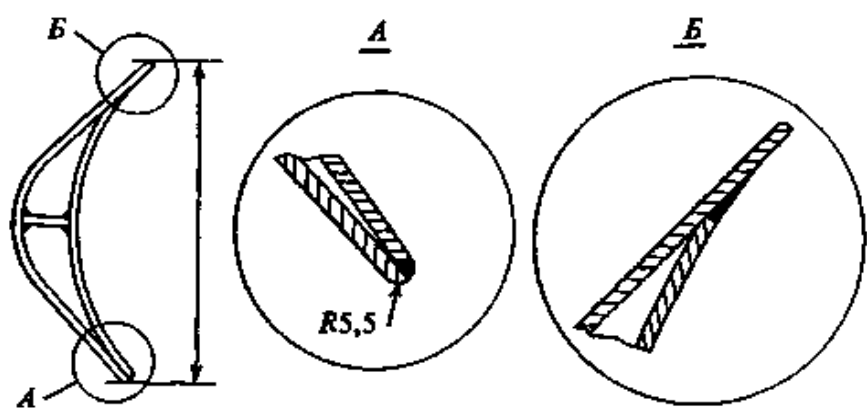


Рис. 3.43. Сварно-штампованная сопловая лопатка ХТЗ (сечение лопатки)

Рабочие лопатки турбинных ступеней располагают на роторе турбины. В ступенях активного типа рабочая решетка составляется

из рабочих лопаток, набранных на ободе диска ротора. В ободе диска выточен паз, в который заводятся хвостовики рабочих лопаток. Необходимое расстояние между лопатками на ободе достигается за счет промежуточного тела, отфрезерованного заодно с хвостовиками лопаток. По периферии рабочей решетки межлопаточные каналы, прикрыты ленточным бандажом, приклепанным к торцам лопаток или отфрезерованным заодно с лопаткой.

Конструктивное оформление рабочих лопаток зависит от центробежных усилий, действующих на тело лопатки и возрастающих с увеличением среднего диаметра ступени и длины рабочей лопатки. В коротких лопатках первых ступеней центробежные усилия невелики, но растут в лопатках последних ступеней мощных конденсационных турбин. *Усилия парового потока создают изгибающий момент на лопатках.* Наибольшие напряжения изгиба возникают в корневых сечениях лопаток, где складываются с максимальными напряжениями от центробежных сил. Из-за вращения лопаток и наличия кромочных следов, а также из-за парциального подвода пара в регулирующих ступенях на рабочую лопатку действует периодически изменяющийся изгибающий момент, что создает опасность *вибрационной поломки лопаток.*

Примеры конструктивного выполнения коротких лопаток, рассчитанных на небольшие центробежные усилия, приведены на рис. 3.44—3.46. На рис. 3.44 показано конструктивное выполнение реактивных рабочих лопаток. На хвостовике лопатки из катаной профильной полосы откован небольшой двусторонний выступ. Промежуточные тела, выполненные отдельно от лопатки, с помощью зубчиков и двустороннего выступа лопатки закрепляют ее в пазу ротора.

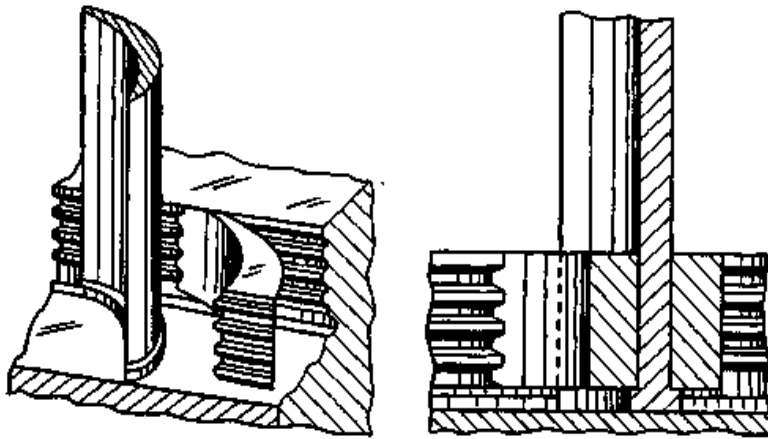


Рис. 3.44. Реактивные лопатки из катаной профильной полосы

На рис. 3.45 показана цельнофрезерованная лопатка, у которой хвостовик изготовлен заодно с промежуточным телом и имеет форму прямоугольника. Цельнофрезерованные лопатки имеют повышенную прочность. Приклепанная к лопаткам *бандажная лента* имеет два радиальных и один осевой усик для уплотнения зазоров между бандажом и элементами статора. На хвостовике лопатки также видны два усика, уплотняющие корневой зазор между диафрагмой ступени и лопаткой. Бандажная лента формирует периферийную границу потока в межлопаточном канале. Под хвостовиком в зазор между диском и лопаткой зачеканена металлическая подкладка для фиксации лопатки в пазу диска в рабочем положении. В верхней части хвостовика лопатки выполнены упоры для уменьшения изгибающих напряжений в щеках обода диска.

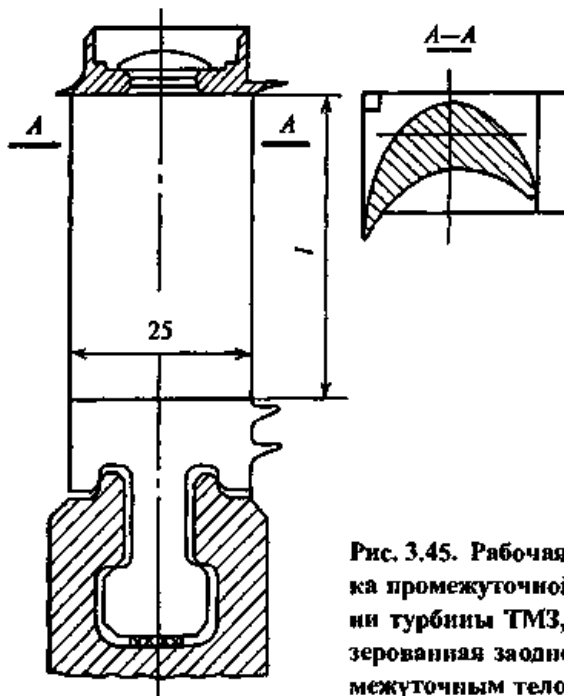


Рис. 3.45. Рабочая лопатка промежуточной ступени турбины ТМЗ, отфрезерованная заодно с промежуточным телом

На рис. 3.46 показана лопатка, отфрезерованная заодно с хвостовиком и бандажом. Для повышения изгибной жесткости лопатки сваривают попарно по бандажным участкам. Такие лопатки применяют в ступенях с парциальным подводом пара, например в регулирующих ступенях, где возникают большие переменные усилия парового потока. Высокая изгибная жесткость уменьшает уровень динамических напряжений при вибрациях этих лопаток.

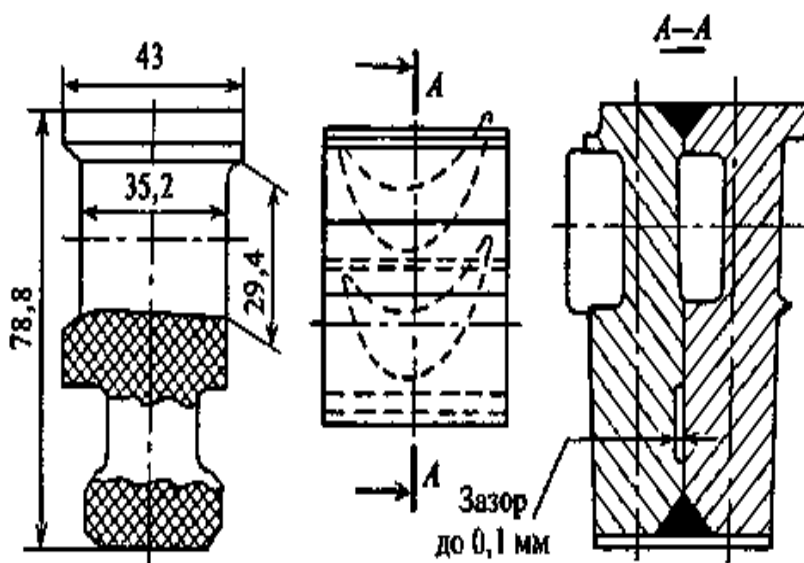


Рис. 3.46. Сварной пакет из двух лопаток ЛМЗ

Чтобы обеспечить допустимые напряжения от центробежных сил, *длинные лопатки* выполняют с уменьшением площади поперечного сечения от корня к периферии (рис. 3.47 и 3.48).

Отношения площади корневого сечения F_K к площади

периферийного сечения F_n для лопаток последних ступеней паровых турбин достигают 5—10. Так как длинные лопатки выполняют с переменным профилем по радиусу, то при их изготовлении применяют сложное фрезерование (большие трудовые затраты при производстве по сравнению с лопатками постоянного профиля). Длинные лопатки выполнены без бандажа на периферии в целях снижения напряжений от центробежных сил, но увеличиваются потери энергии в потоке у периферии. В длинных лопатках с целью улучшить их вибрационные характеристики применяют *проволочные связи между соседними лопатками* (рис. 3.47).

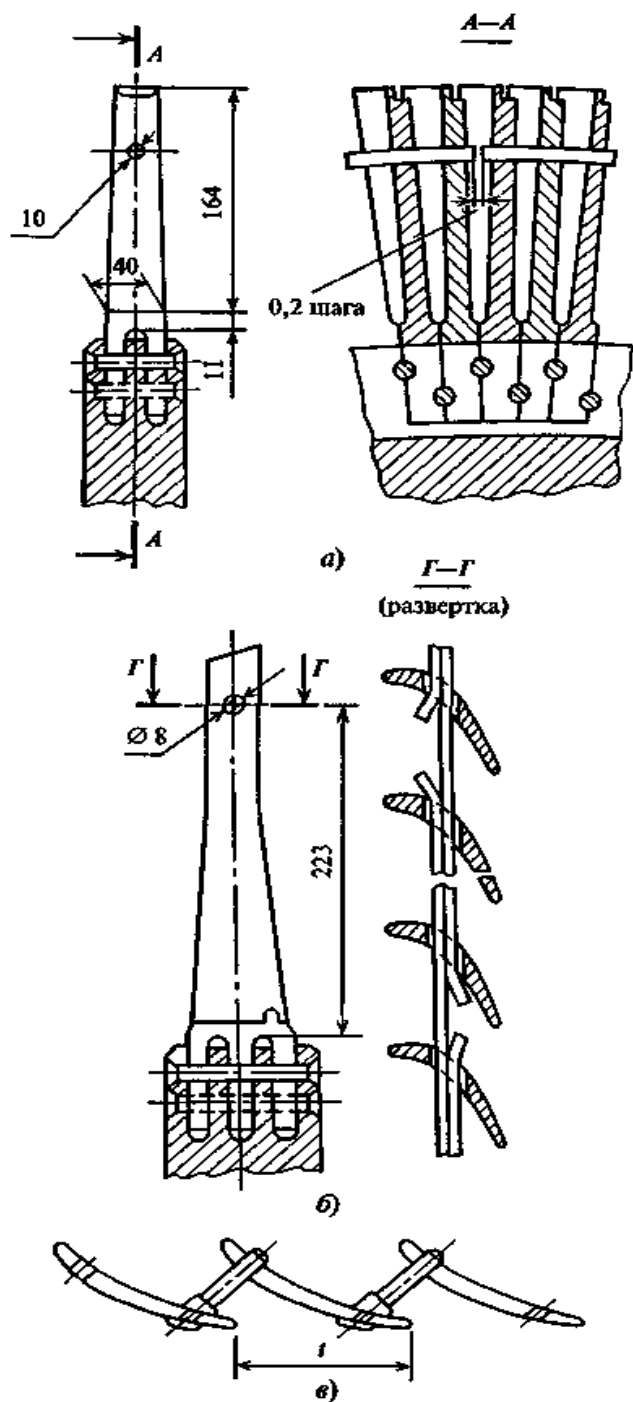


Рис. 3.47. Рабочие лопатки большой длины с проволочными связями: жесткой (а), демпферной (б) и z-образной (в)

Проволочные связи выполняют: *жесткими*, когда проволока или трубка припаивается к каждой лопатке; *демпферными*, когда проволока вставлена в отверстие лопатки без закрепления (при вибрациях лопатки между проволокой и лопаткой возникают силы трения, которые уменьшают амплитуду колебаний); *z-образными*, когда отрезки проволоки связывают выходную кромку одной лопатки с входной кромкой соседней лопатки, что уменьшает поворот периферийных сечений лопаток, вызываемый крутящим моментом от центробежных и аэродинамических сил, который

действует относительно центров тяжести поперечных сечений рабочей лопатки.

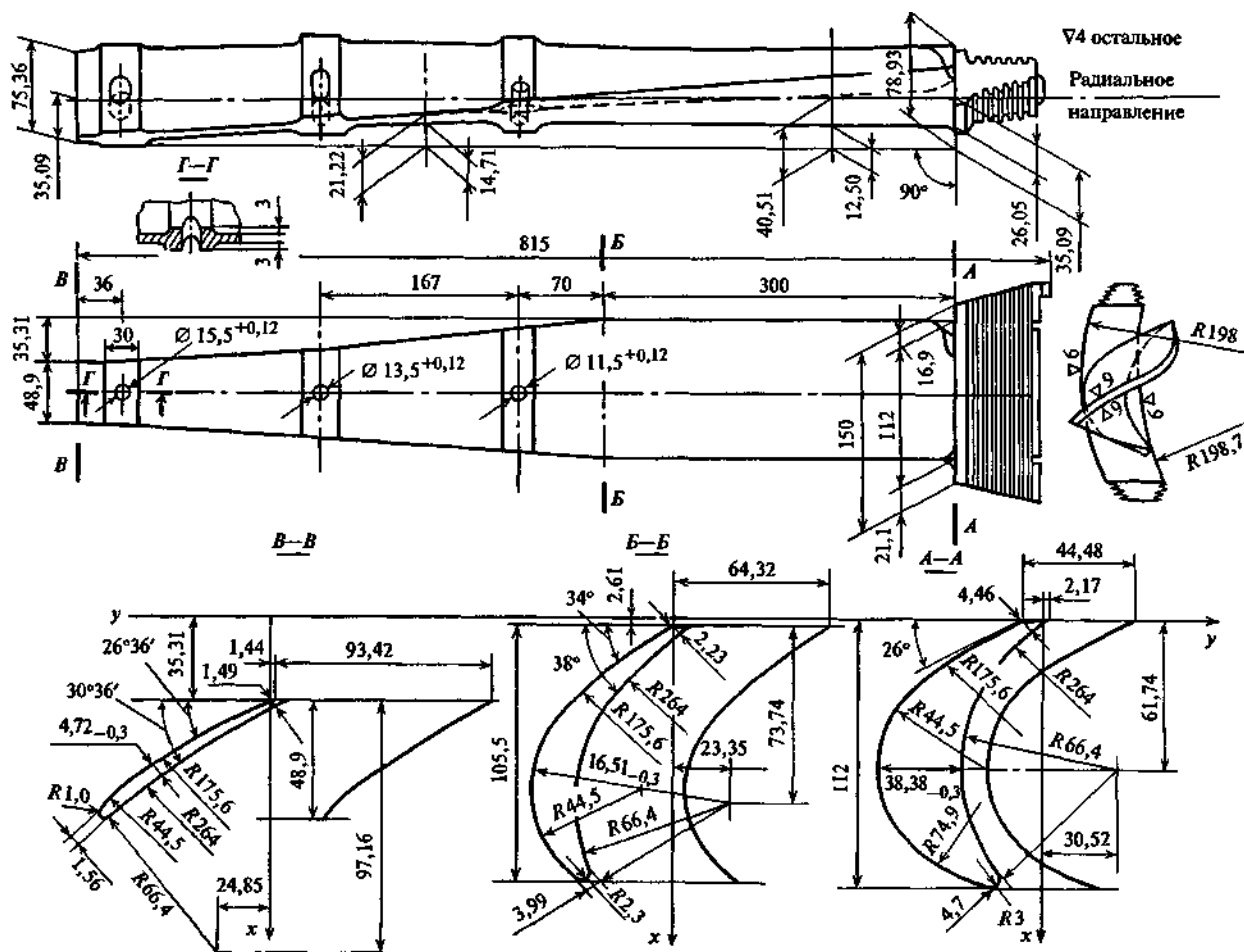


Рис. 3.48. Рабочая лопатка последней ступени турбины ХТЗ мощностью 100 МВт

Хвостовики рабочих лопаток последних ступеней конденсационных турбин нагружены большими центробежными силами. Хвостовики *T*-образного и грибовидного типов (рис. 3.49, *a*-*в*) для коротких лопаток имеют одну опорную поверхность, воспринимающую центробежные силы. Грибовидный хвостовик относительно длинной лопатки (рис. 3.49, *г*) имеет три опорные поверхности. Хвостовики *вилчатого типа* (рис. 3.49, *д, е*) выполняют с увеличенным числом гребней хвостовиков при увеличении длины лопатки, а также применяют гребень хвостовика в форме тела равного сопротивления (рис. 3.49, *е*) в сильно нагруженных лопатках.

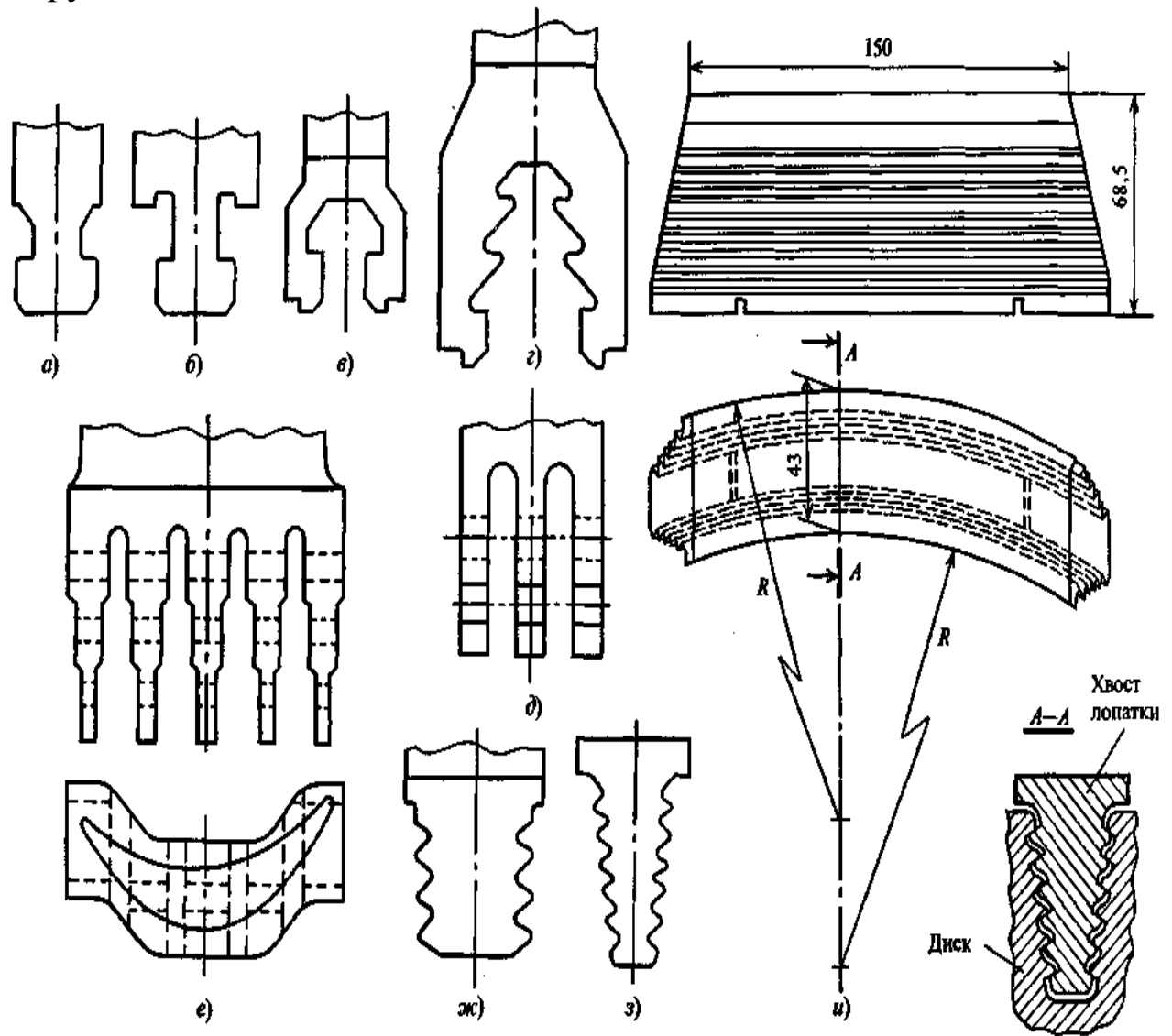


Рис. 3.49. Хвостовики рабочих лопаток:

a — *T*-образный; *б* — *T*-образный с буртиками; *в* — грибовидный одноопорный; *г* — грибовидный трехопорный; *д* — вилчатый; *е* — вилчатый ступенчатого типа; *ж* — зубчатый; *з* — елочный торцевой; *и* — елочный торцевой с круговой заводкой

В лопатках небольшой длины форму хвостовика в плане (вид по направлению оси лопатки) часто выполняют в форме

прямоугольника или параллелограмма с целью упростить изготовление хвостовиков. Кромки профильной части лопатки выступают за пределы прямоугольника (свес кромок над хвостовиком). Возникает местное повышение напряжений в сечении, где профильная часть лопатки соединяется с хвостовиком. В сильно нагруженных рабочих лопатках концентрации напряжений не допускают и применяют хвостовики формы, исключаящей свес кромок, *ступенчатого* (рис. 3.49, *e*) или *кругового* (рис. 3.49, *и*) типа. В последнем случае лопатка заводится в паз диска по кругу в направлении оси ротора.