



Schweizerische Eidgenossenschaft
Confédération suisse
Confederazione Svizzera
Confederaziun svizra

Eidgenössisches Departement für Umwelt, Verkehr,
Energie und Kommunikation UVEK

Bundesamt für Energie BFE

Standardisierte Massnahme PU-01

Ersatz von Wasserpumpensystemen bis 75 kW

Dokumentation

Massnahmennummer

PU-01

Version

1.0 (11.2024)



1 Vorwort

Mit dem Bundesgesetz über eine sichere Stromversorgung mit erneuerbaren Energien hat das Parlament in der Herbstsession 2023 eine neue Verpflichtung der Elektrizitätslieferanten zur Umsetzung von Stromeffizienzmassnahmen festgeschrieben. Gemäss Artikel 46b des Energiegesetzes (EnG; SR 730.0) müssen Elektrizitätslieferanten Massnahmen für Effizienzsteigerungen an bestehenden elektrisch betriebenen Geräten, Anlagen und Fahrzeugen bei schweizerischen Endverbraucherinnen und Endverbrauchern umsetzen oder entsprechende Nachweise erwerben, wenn Dritte die Massnahmen umsetzen. Das Bundesamt für Energie (BFE) bezeichnet jährlich eine Liste von standardisierten Massnahmen und deren anrechenbare Stromeinsparungen. Massnahmen, die nicht im Katalog der standardisierten Massnahmen enthalten sind, können dem BFE als sogenannte nicht standardisierte Massnahmen zur Zulassung vorgelegt werden.

Für jede standardisierte Massnahme stellt das BFE ein Einsparprotokoll zur Verfügung, mit dem Elektrizitätslieferanten die umgesetzten Massnahmen melden können. In der begleitenden Dokumentation wird die Methodik zur Bestimmung der anrechenbaren Stromeinsparungen nachvollziehbar erläutert. Die vorliegende Methodik schätzt pauschal die kumulierten Stromeinsparungen (Endenergie), welche durch die Umsetzung der entsprechenden Stromeffizienzmassnahme über die Wirkungsdauer ausgelöst werden können. Sie beruht auf einer Ex-ante-Berechnung und verwendet Annahmen und Faktoren, die durch geltende Normen, Marktstudien, die wissenschaftliche Literatur und Expertenbeiträge definiert werden konnten.

Die Dokumentation richtet sich an Elektrizitätslieferanten, Umsetzerinnen von Stromsparmassnahmen sowie an alle anderen Personen, die sich für die Stromeinsparungen im Rahmen der Effizienzsteigerungen nach Artikel 46b EnG interessieren.

2 Ziel

Das Ziel des vorliegenden Dokuments ist es, die Stromeinsparungen, welche durch den Ersatz eines Pumpensystems mit konstanter Drehzahl ausgelöst werden, für folgende Standardfälle pauschal zu schätzen:

- i. Ersatz ohne Bedarfsanalyse
- ii. Ersatz mit Bedarfsanalyse

3 Symbole, Begriffe und Einheiten

Lateinische Buchstaben

Symbol	Begriff	Einheit
E	Jährlicher Stromverbrauch	kWh/a
ΔE_{eco}	Anrechenbare Stromeinsparungen	MWh
f	Faktor	-
H	Höhe	m
N_s	Standardwirkungsdauer	a
Δp	Differenzdruck an den Pumpenanschlüssen	kPa
P_h	Hydraulische Leistung	kW
P_m	Mechanische Leistung	kW
t	Jährliche Betriebsstunden	h/a
Q	Durchfluss	m ³ /h
x, y, C	Parameter	-

Griechische Buchstaben

Symbol	Begriff	Einheit
τ	Motorlast	%



η	Wirkungsgrad	-
ρ	Dichte	kg/m ³

Indizes

x	Zustand (alt, neu)
P	Pumpe
M	Motor
CF	Frequenzumrichter (Drehzahlregelung)

4 Beschreibung der Ex-ante-Berechnung

4.1 Anrechenbare Stromeinsparungen

Die anrechenbaren Stromeinsparungen ΔE_{eco} der Massnahme berechnen sich aus der Differenz zwischen dem aktuellen (bestehender Zustand) E_{alt} und dem neuen (sanierter Zustand) Stromverbrauch E_{neu} über die Standardwirkungsdauer N_s .

Um die natürliche Erneuerungs- und Optimierungsrate von Geräten und Anlagen zu berücksichtigen, die ohne gesetzliche Verpflichtungen zu einer Senkung des Energieverbrauchs führt, werden die anrechenbaren Stromeinsparungen mit Hilfe eines Reduktionsfaktors f_{eco} von 0.75 reduziert.

$$\Delta E_{eco} = 0.001 \cdot (E_{alt} - E_{neu}) \cdot f_{eco} \cdot N_s$$

ΔE_{eco}	Anrechenbare Stromeinsparungen, in kWh
E_{alt}	Jährlicher Stromverbrauch des alten Zustandes, in kWh/a
E_{neu}	Jährlicher Stromverbrauch des neuen Zustandes, in kWh/a
f_{eco}	Reduktionsfaktor
N_s	Standardwirkungsdauer, in Jahren

4.2 Jährlicher Stromverbrauch

4.2.1 Ersatz eines Systems ohne Bedarfsanalyse

In diesem Fall erfolgt der Ersatz ohne Analyse und die Pumpe wird einfach durch eine neue Pumpe ersetzt, die für denselben Nennbetriebspunkt ausgelegt ist. Je nach Fall wird auch der Motor durch ein gleich grosses Modell, aber mit der höchsten Effizienzklasse ersetzt. Es liegen somit keine Messungen oder Eigenschaften vor, und die einzigen verfügbaren und berücksichtigten Informationen sind: die Motorleistung (Typenschild), der Auslegungspunkt (Differenzdruck Δp und Durchfluss Q) der Pumpe (Typenschild) sowie die jährlichen Betriebsstunden t . Der Effizienzgewinn ergibt sich aus dem Wechsel auf eine neue Pumpengeneration (besserer MEI) und gegebenenfalls einen neuen Motor.

Beim Ersatz bleibt die hydraulische Leistung $P_{h,nom}$ konstant, da der Auslegungspunkt nicht geändert wird. Nachfolgend bezeichnet der Index x den bestehenden (*alt*) beziehungsweise den sanierten (*neu*) Zustand.

$$P_{h,nom} = \frac{\Delta p_x \cdot Q_x}{3600} = \frac{9,81 \cdot H_x \cdot \rho \cdot Q_x}{3600 \cdot 1000}$$

Δp_x	Differenzdruck an den Pumpenanschlüssen, in kPa
$P_{h,nom}$	Hydraulische Nennleistung, in kW
H_x	Höhe, in m
ρ	Wasserdichte, in kg/m ³
Q_x	Durchfluss, in m ³ /h

In dieser Situation, also ohne Bedarfsanalyse oder Messung, wird nicht die tatsächliche Effizienz der vorhandenen Pumpe betrachtet, sondern die des aktuellen gesetzlichen Mindeststandards, d. h. ein MEI von 0.4 [2]. Die Parameter x und y stellen jeweils den neperischen Logarithmus der spezifischen



Drehzahl und des Nenndurchflusses der Pumpe dar. Der Wert des Faktors C_{type} hängt von der Art der Pumpe, ihrer spezifischen Drehzahl und dem MEI-Wert ab [2].

$$\eta_{P,x} = 88,59 \cdot x + 13,46 \cdot y - 11,48 \cdot x^2 - 0,85 \cdot y^2 - 0,38 \cdot x \cdot y - C_{type}$$

x	Neperischer Logarithmus der spezifischen Drehzahl = $\ln(n_s)$
y	Neperischer Logarithmus des Nenndurchflusses = $\ln(Q)$
C_{type}	Faktor gemäss [2]
$\eta_{P,x}$	Nennwirkungsgrad der Pumpe

Die mittlere Motorlast wird als Funktion der hydraulischen Nennleistung der Pumpe und der Nennleistung (an der Welle) des Motors ausgedrückt.

$$\tau_x = \frac{P_{h,nom}}{\eta_{P,x}} \cdot \frac{1}{P_{m,nom}}$$

$P_{m,nom}$	Nennleistung des Motors, in kW
$P_{h,nom}$	Hydraulische Nennleistung der Pumpe, in kW
$\eta_{P,x}$	Nennwirkungsgrad der Pumpe
τ_x	Mittlere jährliche Motorlast

Der jährliche Stromverbrauch wird schliesslich als Funktion der hydraulischen Nennleistung $P_{h,nom}$, der jährlichen Betriebsstunden t und des Nennwirkungsgrads der Pumpe $\eta_{P,x}$ sowie des Motors $\eta_{M,x}$ ausgedrückt.

$$E_x = \frac{P_{h,nom} \cdot t}{\eta_{P,x} \cdot \eta_{M,x}}$$

t	Jährliche Betriebsstunden, in h/a
$P_{h,nom}$	Hydraulische Nennleistung, in kW
$\eta_{P,x}$	Nennwirkungsgrad der Pumpe
$\eta_{M,x}$	Nennwirkungsgrad des Motors
E_x	Jährlicher Stromverbrauch, in kWh/a

4.2.2 Ersatz eines Systems mit Bedarfsanalyse

Ausgehend von Messungen und Analysen werden folgende Optimierungen in Betracht gezogen:

- A. Der tatsächliche Bedarf ist geringer als der aktuelle Durchfluss: Korrektur des Durchflusses durch:
 - i. Zusatz eines Frequenzumrichters (Drehzahlregelung);
 - ii. Redimensionierung der Pumpe.
- B. Der tatsächlich benötigte Druck ist niedriger als der aktuelle Druck: Korrektur des Drucks.

A. Optimierung durch Korrektur des Durchflusses

Wenn die Analysen bestätigen haben, dass der erforderliche Durchfluss konstant ist, der aktuelle Wert aber zu hoch ist, gibt es mehrere Optionen zur Berichtigung dieser Situation. In der folgenden Abbildung 1 (Diagramme $\Delta p - Q$ und $\eta - Q$) ist der aktuelle Betriebspunkt bei 1 und der aktuelle Durchfluss ist Q_{alt} . Die erforderliche Durchflussmenge im Netz (Verbraucher) ist jedoch geringer und beträgt Q_{min} . Die beiden standardisierten Optionen zur Verringerung des Durchflusses sind:

- i. *Zusatz eines Frequenzumrichters*: Der gewünschte Durchfluss wird mit reduziertem Druck erreicht. Der Wirkungsgrad der Pumpe ist derselbe wie in Punkt 1. Wenn die Drehzahl stark abnimmt, können die Wirkungsgrade des Umrichters und des Motors verringert werden. Die



Einsparungen hängen mit der Verminderung des Durchflusses und des Drucks zusammen. Das ist die erste Variante der standardisierten Massnahme.

- ii. **Redimensionierung der Pumpe:** Wenn der aktuelle Wirkungsgrad der Pumpe an sich bescheiden ist oder der optimale Wirkungsgrad überhaupt nicht zum aktuellen Durchfluss passt (wie in Fall 2' in der Abbildung), wird eine Änderung der Drehzahl dieses Problem nicht beheben können. Hier kann eine neue Pumpe, die auf den neuen Betriebspunkt (3) ausgelegt wird, sinnvoll sein. Durchfluss und Druck sind minimal, während der Wirkungsgrad maximiert wird. Das ist die zweite Variante der standardisierten Massnahme.

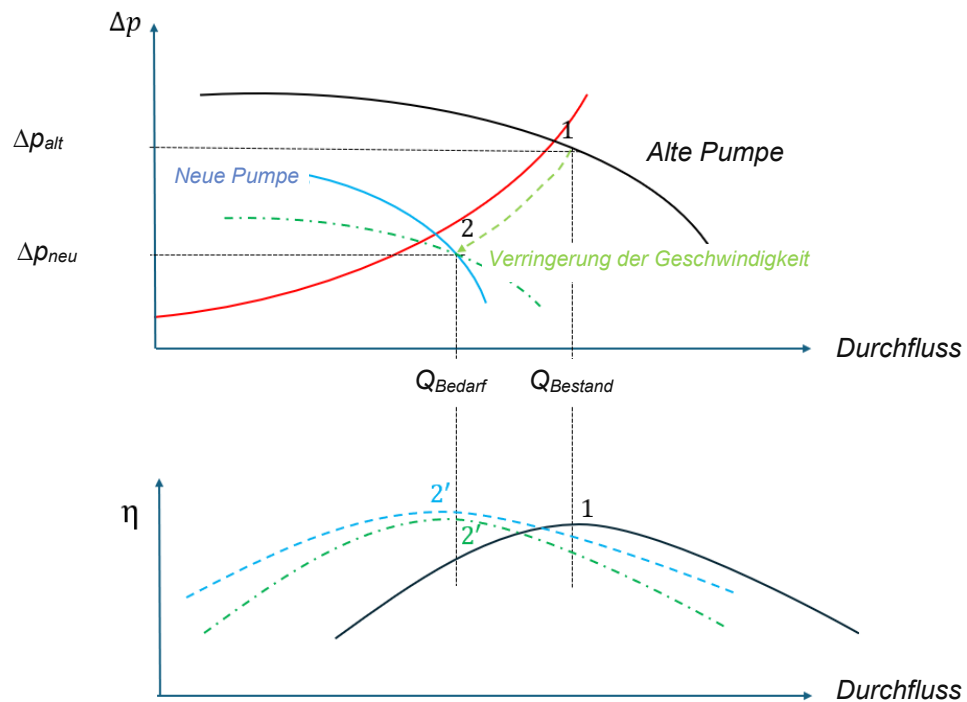


Abbildung 1 Beispiel für die Optimierung des Durchflusses in einem Δp – Q -Diagramm (oben) und einem η – Q -Diagramm (unten)

Der Stromverbrauch der aktuellen Pumpe wird ausgehend von der Messung der elektrischen Leistungsaufnahme \dot{E}_{alt} durch das System berechnet:

$$E_{alt} = \dot{E}_{alt} \cdot t$$

t	Jährliche Betriebsstunden, in h/a
E_x	Jährlicher Stromverbrauch, in kWh/a
\dot{E}_x	Mittlere jährliche elektrische Leistungsaufnahme, in kW

Der Stromverbrauch nach der Sanierung wird ausgehend vom tatsächlich benötigten Durchfluss Q_{neu} und von den zusätzlichen Verlusten je nach gewählter Sanierungsoption berechnet:

$$E_{neu} = \frac{\Delta p_{neu} \cdot Q_{neu} \cdot t}{\eta_{p,neu} \cdot \eta_{M,neu} \cdot \eta_{CF,neu}}$$

t	Jährliche Betriebsstunden, in h/a
Q_{neu}	Neuer erforderlicher Durchfluss, in m ³ /h
Δp_{neu}	Neuer Differenzdruck an den Pumpenanschlüssen, in kPa
$\eta_{p,x}$	Nennwirkungsgrad der Pumpe
$\eta_{M,x}$	Nennwirkungsgrad des Motors



$\eta_{CF,x}$	Wirkungsgrad des Frequenzumrichters
E_x	Jährlicher Stromverbrauch, in kWh/a

Die mittlere Motorlast wird als Funktion der Nennleistung des Motors (an der Welle) und der erforderlichen hydraulischen Leistung ausgedrückt.

$$\tau_{neu} = \frac{\Delta p_{neu} \cdot Q_{neu}}{\eta_{P,neu}} \cdot \frac{1}{P_{m,nom,neu}}$$

$P_{m,nom}$	Nennleistung des Motors, in kW
Q_{neu}	Neuer erforderlicher Durchfluss, in m ³ /h
Δp_{neu}	Neuer Differenzdruck an den Pumpenanschlüssen, in kPa
$\eta_{P,neu}$	Nennwirkungsgrad der Pumpe
τ_{neu}	Neue mittlere jährliche Motorlast

Die zusätzlichen, durch einen Frequenzumrichter bedingten Verluste $\eta_{CF,x}$ können in Abhängigkeit der Nennleistung des Motors (an der Welle) wie folgt ausgedrückt werden [4]:

$$\eta_{CF,x} = 0.79 + 0.22 \cdot \left(1 - \frac{1}{\log_{10}(40 \cdot P_{m,nom,x})} \right)$$

$\eta_{CF,x}$	Wirkungsgrad des Frequenzumrichters
τ_x	Mittlere jährliche Motorlast
$P_{m,nom,x}$	Mechanische Nennleistung (an der Welle), in kW

B. Optimierung mit Korrektur des Drucks

Bei der Durchführung von Analysen an einem Pumpensystem werden manchmal besondere Elemente im Hydrauliksystem beobachtet, die den Druck brechen sollen (typischerweise Membrane). Ohne dieses Element liefert die Pumpe einen Druck, der höher ist als nötig. Dies führt zu allzu hohen Durchflussraten, einem zu hohen Druck auf einzelne Nutzer usw. Der «Druckbrecher» im Kreislauf ermöglicht es somit, die Durchflussrate und den Druck auf einzelne Nutzer zu reduzieren. Diese besonderen Elemente sind nicht mit Abgleichventilen zu verwechseln, die oft bei Systemen mit verschiedenen parallel geschalteten Zweigen benötigt werden. Druckbrecher sind eine einfache, aber nicht sehr wirksame Möglichkeit, auf das Problem zu reagieren.

In dem in Abbildung 2 dargestellten Standardfall geht es darum, eine bessere Lösung in Abhängigkeit einer Reihe von Parametern zu wählen. Zunächst muss geklärt werden, ob der Wirkungsgrad der Pumpe ohne oder mit Druckbrecher besser ist (siehe nachfolgende Abbildung). Wenn der Wirkungsgrad am Betriebspunkt ohne Druckbrecher schlecht ist, sind das Entfernen des Druckbrechers und eine Verminderung der Drehzahl¹ wenig effizient (der Wirkungsgrad der Pumpe bleibt schlecht und die niedrigere Drehzahl beeinträchtigt den Wirkungsgrad des Motors und des Umrichters). In diesem Fall ist eine Redimensionierung der Pumpe für den gewünschten Betriebspunkt eine viel bessere Lösung.

Wenn der Betriebspunkt ohne Druckbrecher nahe am optimalen Wirkungsgrad der Pumpe liegt, kann hingegen die Installation eines Frequenzumrichters sinnvoll sein. In diesem Fall muss der tatsächliche Wirkungsgrad des Motors und des Umrichters unter Berücksichtigung der reduzierten Drehzahl ermittelt werden.

¹ Durch Einsatz eines Frequenzumrichters.

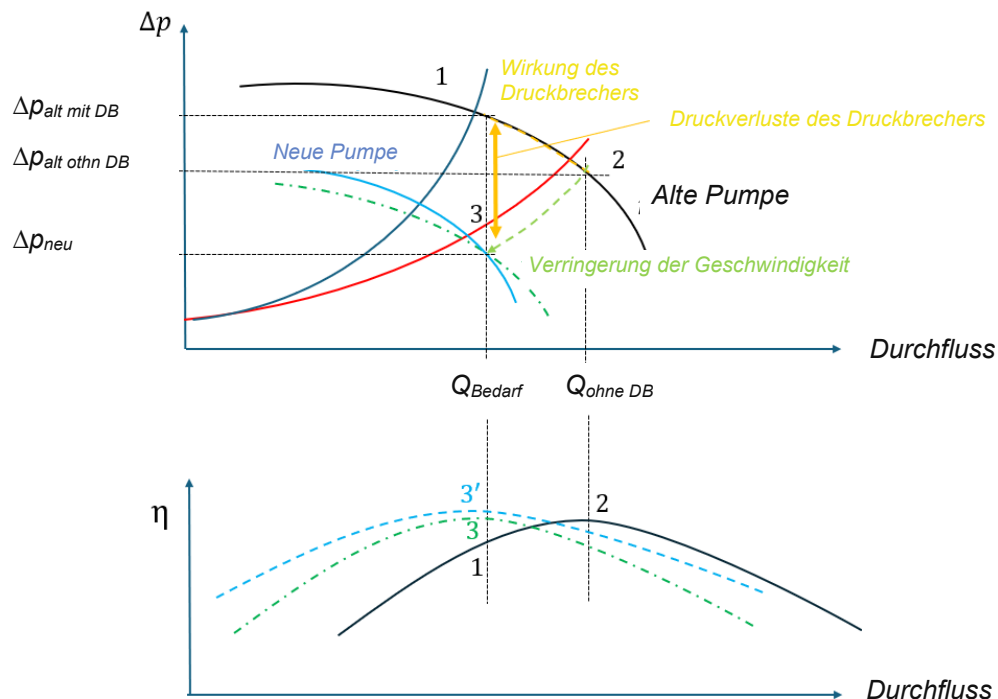


Abbildung 2 Beispiel für die Optimierung des Drucks in einem $\Delta p - Q$ -Diagramm (oben) und einem $\eta - Q$ -Diagramm (unten)

Um die beste Optimierungsvariante auszuwählen, muss man den Betriebspunkt ohne den Druckbrecher kennen. Eine besondere Schwierigkeit besteht darin, dass zur Ermittlung des Betriebspunkts nicht einfach der Druckbrecher entfernt werden kann. Der Durchfluss mit Druckbrecher ist jedoch bekannt, und aus den Eigenschaften dieses Elements lässt sich der damit verbundene Druckverlust ablesen. Anschliessend kann man den gesuchten Punkt 3 und danach den gesuchten Punkt 2 grafisch ermitteln. Die anrechenbaren Einsparungen werden ähnlich wie bei der Optimierung des Durchflusses unter Punkt A. berechnet.

5 Eingabevariablen

Allgemein

- Baujahr des Motors (*Mehrfachauswahl*)
- Mechanische Nennleistung (an der Welle) des Motors, in kW (*Zahl*)
- Anzahl der Pole des Motors (*Mehrfachauswahl*)
- Jährliche Betriebsstunden, in h/a (*ganze Zahl*)
- Art der Pumpe (*Mehrfachauswahl*)
- Nenndurchfluss, in m³/h (*ganze Zahl*)
- Nenn-Differenzdruck, in kPa (*ganze Zahl*)

Mit Bedarfsanalyse

- Mittlere elektrische Leistungsaufnahme (*Zahl*)
- Erforderliche Durchflussmenge im Hydrauliknetz, in m³/h (*Zahl*)
- Statischer Differenzdruck des Hydrauliknetzes, in kPa (*ganze Zahl*)
- Differenzdruck am neuen Betriebspunkt, in kPa (*ganze Zahl*)
- Wirkungsgrade der neuen Pumpe und des neuen Motors (*Dezimalzahl*)
- Nenndurchfluss der neuen Pumpe (*ganze Zahl*)
- Statischer und Nenn-Differenzdruck der neuen Pumpe (*ganze Zahl*)



6 Annahmen und Daten

Allgemein

- i. Für Pumpen, die von einem Motor mit einer Nennleistung (an der Welle) von weniger als 20 kW angetrieben werden, beträgt die Standardwirkungsdauer N_s 15 Jahre. Für Motoren mit einer Nennleistung von 20 kW oder mehr beträgt die Standardwirkungsdauer 25 Jahre.
- ii. Die Anzahl der Betriebsstunden der Pumpe bleibt unverändert: $t_{neu} = t_{alt}$.
- iii. Die Pumpen sind direkt mit den Motoren gekoppelt, ohne zwischengeschaltete Antriebssysteme.
- iv. Der Wirkungsgrad der aktuellen Pumpe entspricht mit einem MEI-Wert von 0,4 [2] den Mindestanforderungen gemäss der Verordnung (EU) Nr. 547/2012.
- v. Der Wirkungsgrad der Motoren entspricht den Mindestanforderungen gemäss den Energieeffizienzklassen (IE) der Verordnung (EU) 2019/1781 [1]. Die Effizienzklasse des alten Motors wird in Abhängigkeit des Baujahrs nach Tabelle 1 bestimmt.

Tabelle 1 Effizienzklasse nach Baujahr [4]

Baujahr	Klasse
< 1999	IE1
1999–2008	IE2
2008–2016	IE3
≥ 2016	IE4

Ohne Bedarfsanalyse

- vi. Die benötigte hydraulische Leistung bleibt auch nach dem Ersatz von Pumpe und Motor unverändert: $P_{h,neu} = P_{h,alt}$.

Mit Bedarfsanalyse

- vii. Die Parameter der neuen Pumpendrehzahl (Durchfluss, Differenzdruck oder Höhe und Wirkungsgrad) werden grafisch aus den Eigenschaften der alten bzw. neuen Pumpe und der Druckverlustkurve des Netzes ermittelt (siehe Abbildung 1). Alternativ kann auch eine Bemessungssoftware des Lieferanten verwendet werden. Bei einer Optimierung des erforderlichen Drucks ist der Durchfluss nach der Sanierung gleich dem aktuellen Durchfluss: $Q_{neu} = Q_{alt}$ (siehe Abbildung 2).

7 Resultate

Angeichts der präsentierten Annahmen und Daten werden die anrechenbaren Stromeinsparungen in Bezug auf die vorgenannten Eingabevariablen mithilfe der Monitoringliste PU-01a ermittelt.

8 Beispiel

Szenario A: Ersatz von zwei Pumpensystemen (ESOB, 1-stufig) mit einem konstanten Durchfluss von 400 m³/h bei einer Höhe von 15 m, die 18 Stunden am Tag laufen. Die 4-poligen Antriebsmotoren haben eine Nennleistung von 22.5 kW und stammen aus dem Jahr 2002. Es sind weder Messungen des Last- noch des Stromverbrauchsprofils verfügbar. Die neuen Pumpen und Motoren haben einen Wirkungsgrad von 88.1 Prozent bzw. 98.9 Prozent.

Vorlage	Betriebsdauer	Anrechenbare Stromeinsparungen	
	[h/a]	[MWh/Einheit]	[MWh]
Ohne Verbrauchsprofil	6'570	360.4	720.8
Total			720.8



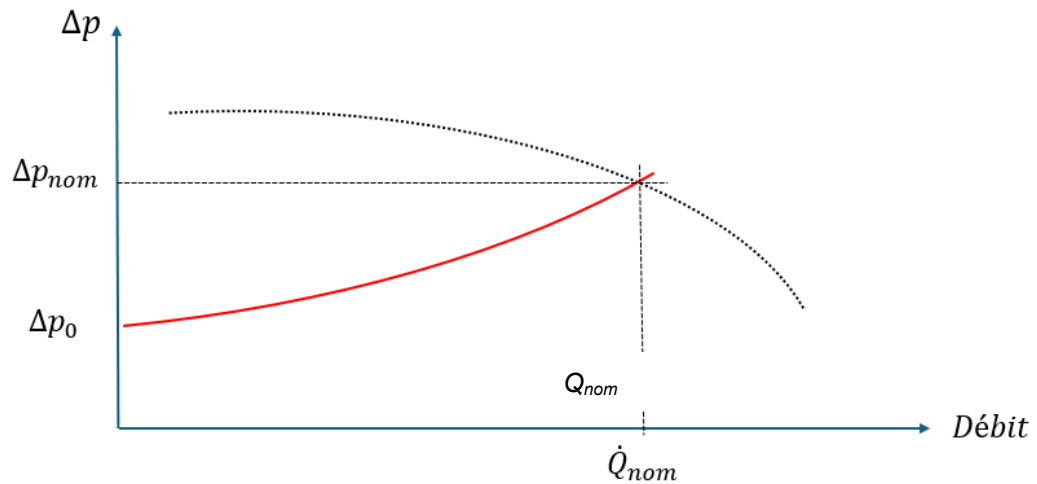
9 Quellen

- [1] Europäische Kommission, *Verordnung (EU) 2019/1718 der Kommission vom 1. Oktober 2019 zur Festlegung von Ökodesign-Anforderungen an Elektromotoren und Drehzahlregelungen gemäss der Richtlinie 2009/125/EG des Europäischen Parlaments und des Rates, zur Änderung der Verordnung (EG) Nr. 641/2009 im Hinblick auf die Festlegung von Anforderungen an die umweltgerechte Gestaltung von externen Nassläufer-Umwälzpumpen und in Produkte integrierten Nassläufer-Umwälzpumpen und zur Aufhebung der Verordnung (EG) Nr. 640/2009 der Kommission*, Brüssel, 2019.
- [2] Europäische Kommission, *Verordnung (EU) Nr. 547/2012 der Kommission vom 25. Juni 2012 zur Durchführung der Richtlinie 2009/125/EG des Europäischen Parlaments und des Rates im Hinblick auf die Festlegung von Anforderungen an die umweltgerechte Gestaltung von Wasserpumpen*, Brüssel, 2012.
- [3] C. Burt, X. Piao, F. Gaudi, B. Busch, and N. Taufik, *Electric Motor Efficiency under Variable Frequencies and Loads*, Journal of Irrigation and Drainage Engineering, Vol. 134 (2), Pages 129-136, April 2008.
- [4] *Ersatz eines elektrischen Antriebssystems*, Programm PEIK, Bern, 2019.
- [5] *Ersatz einer Trockenläuferpumpe*, Programm PEIK, Bern, 2019.



Annexe I Kennlinie des Netzdruckverlusts

Die Gleichung für den Druckverlust in einem Hydraulikkreislauf in Abhängigkeit des Durchflusses folgt einer quadratischen Funktion [5].



Um die Kennlinie des hydraulischen Netzwerks mit einer statischen Höhe zu zeichnen, sind die folgenden drei Parameter erforderlich: der Nenndurchfluss Q_{nom} , der Differenzdruck, welcher der statischen Höhe entspricht Δp_0 (also dem Anfangspunkt der Netzkennlinie bei Nulldurchfluss), sowie der Differenzdruck bei Nenndurchfluss Δp_{nom} (diese Grösse ist z. B. auf der Pumpe angegeben). Die Gleichung für die Kennlinie des Netzdruckverlusts lautet somit wie folgt:

$$\Delta p = a_k \cdot Q^2 + c_k$$

mit den Koeffizienten a_k und c_k :

$$a_k = \frac{\Delta p_{nom} - \Delta p_0}{Q_{nom}^2}$$

$$c_k = \Delta p_0$$



Annexe II Pumpenkennlinie bei Nenndrehzahl

Im vorliegenden Berechnungsmodell wurde die Pumpenkennlinie (Entwicklung des Differenzdrucks in der Pumpe in Abhängigkeit des Durchflusses) durch eine invertierte Parabel angenähert, deren Maximum bei Nulldurchfluss auftritt [5]. Dies ist in der folgenden Abbildung für die Kennlinie entsprechend der Nenndrehzahl und als Beispiel für 75 Prozent der Drehzahl dargestellt (Anpassung auf der Grundlage der Ähnlichkeitsgesetze).

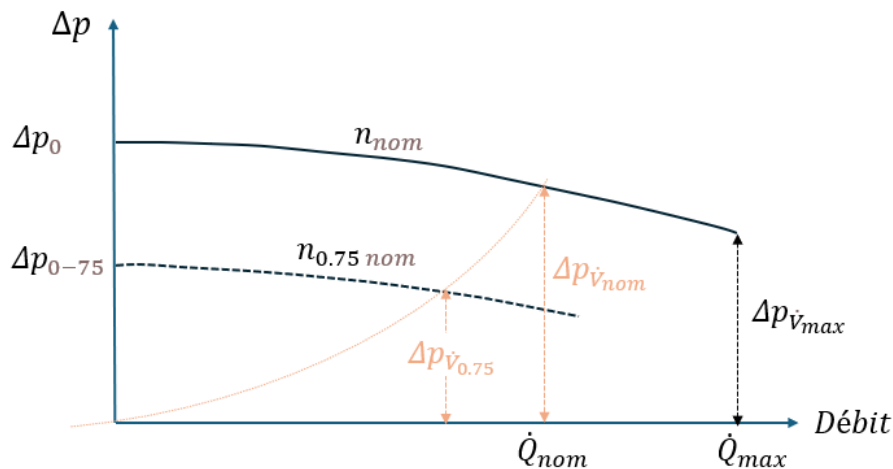
Um die Pumpenkennlinie bei Nenndrehzahl zu zeichnen, benötigt man zwei Punkte dieser Kurve. Verfügt man über den Differenzdruck bei Nulldurchfluss und den Differenzdruck beim maximalen Durchfluss (Punkt ganz rechts auf der Kennlinie), können diese beiden Punkte verwendet werden. Wenn der Nenndurchfluss bekannt ist, können die Koordinaten dieses Punktes zusätzlich zum Punkt mit Nulldurchfluss verwendet werden. Die folgenden Gleichungen entsprechen dieser Situation. Die drei verwendeten Parameter sind dann der Nenndurchfluss Q_{nom} , der Differenzdruck bei Nulldurchfluss Δp_0 und der Differenzdruck bei Nenndurchfluss Δp_{nom} (diese Grösse ist z. B. auf der Pumpe angegeben). Die Gleichung für die Pumpenkennlinie lautet dann wie folgt:

$$\Delta p = a_p \cdot Q^2 + c_p$$

mit den Koeffizienten a_p und c_p :

$$a_p = \frac{\Delta p_{nom} - \Delta p_0}{Q_{nom}^2}$$

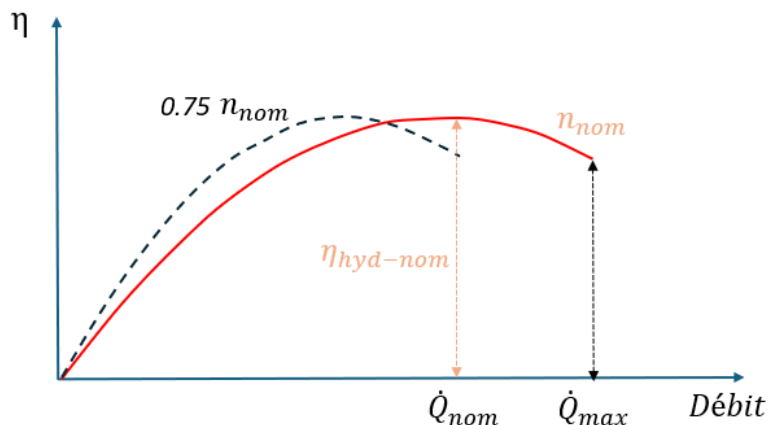
$$c_p = \Delta p_0$$





Annexe III Kennlinie des Wirkungsgrads in Abhängigkeit des Durchflusses

In diesem Berechnungsmodell wurde die Entwicklung des hydraulischen Wirkungsgrads der Pumpe in Abhängigkeit des Durchflusses durch eine invertierte Parabel angenähert, deren maximaler Durchfluss dem maximal zulässigen Durchfluss der Pumpe entspricht. Der nominale Betriebspunkt (maximaler Wirkungsgrad) liegt oft nahe bei 75 Prozent dieses maximalen Durchflusses. Die Parabel durchläuft 0, wenn der Durchfluss null ist. In der folgenden Abbildung ist der Wirkungsgrad für die Nenndrehzahl und für eine Drehzahl von 75 Prozent der Nenndrehzahl dargestellt.



Die drei Parameter maximaler Durchfluss der Pumpe Q_{max} , nominaler hydraulischer Wirkungsgrad der Pumpe $\eta_{P,nom}$ und Anteil des maximalen Durchflusses der Pumpe f_{nom} , der dem maximalen hydraulischen Wirkungsgrad entspricht, ermöglichen es, die Gleichung für die Kennlinie des Wirkungsgrads bei Nenndrehzahl zu definieren:

$$\eta_{P,nom} = a_{\eta} \cdot Q^2 + b_{\eta} \cdot Q$$

mit den Koeffizienten a_{η} und b_{η} :

$$a_{\eta} = - \frac{\eta_{P,nom}}{\left(\frac{f_{nom}}{100} \cdot Q_{max} \right)^2}$$

$$b_{\eta} = - \frac{2 \cdot \eta_{P,nom}}{\frac{f_{nom}}{100} \cdot Q_{max}}$$